PRZEGLĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY

ORGAN
CENTRALNEGO ZARZĄDU PRZEMYSŁU METALOWEGO
i
STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

ROK VII
(1 9 4 8)

IW
SIMP

WARSZAWA 1948

WYDAWCA: INSTYTUT WYDAWNICZY SIMP

SPIS RZECZY
1948

A. SPIS ARTYKUŁÓW WEDŁUG DZIAŁÓW

ODEZWY

ARTYKUŁY OGÓLNE

TECHNIKA RADZIECKA

DZIAŁ ODLEWNICZY

DZIAŁ SPAWALNICZY

DZIAŁ ENERGETYCZNY

PRZEGLĄD CZASOPISM TECHNICZNYCH

POLEMIKA I LISTY DO REDAKCJI

KRONIKA

WIADOMOŚCI SIMP

KOMUNIKATY

BIBLIOGRAFIA

B. SPIS ARTYKUŁÓW WEDŁUG DZIEDZIN WIEDZY

ENERGETYKA

GOSPODARSTWA PRZEMYSŁOWE

KOLEJNICTWO

KOTŁY PAROWE

KONSTRUKCJA

MATEMATYKA I FIZYKA

MASZYNY I NARZĘDZIA SPECJALNE

MECHANIKA

METALOZNAWSTWO

NARZĘDZIA I SPRAWDZIANY

OBRABIARKI

OBRÓBKA CIEPLNA

OBRÓBKA SKRAWANIEM

ODLEWNICTWO

ORGANIZACJA I PLANOWANIE

POJAZDY MECHANICZNE

SILNIKI

SPAWALNICTWO

WYTRZYMAŁOŚĆ

Zam. 2711 — Zakł. Graf. „Współpraca", W-wa, Targowa 80 — B-66182

PRZEGLĄD MECHANICZNY

ORGAN CENTRALNEGO ZARZĄDU PRZEMYSŁU METALOWEGO i STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

Rok VII — Warszawa – Styczeń 1948 rok — Zeszyt 1

Gładkość powierzchni[1])

Referat wprowadzający w zagadnienie.

Inż. mech. STANISŁAW SZULC

Rola gładkości powierzchni w określaniu własności części maszynowych. Własności określające jakość powierzchni. Parametry struktury geometrycznej powierzchni. Parametry gładkości. Normy gładkości amerykańskie, angielskie i radzieckie.

Określenie własności poszczególnych części w budowie maszyn odbywa się na podstawie:

a) rodzaju materiału, jego składu i budowy wewnętrznej,

b) własności fizycznych materiału,

c) wymiarów poszczególnych części,

d) gładkości powierzchni pracujących.

Własności wymienione w punktach *a*, *b* i *c* są znane, natomiast gładkość powierzchni jest własnością, będącą dopiero w toku poznawania. Spełnia ona coraz to ważniejszą rolę w rozwoju i wykorzystaniu możliwości konstrukcyjnych maszyn.

Na znaczenie i rolę zagadnienia gładkości powierzchni składają się następujące zjawiska:

a) stopień gładkości powierzchni jest cechą decydującą o szybkości zużycia się części i o zmianie wielkości luzów, z czym związana jest sprawność działania mechanizmu.

b) odpowiedni stopień gładkości zapewnia dostateczną wielkość rzeczywistej powierzchni styku dwóch płaszczyzn współpracujących, i tym samym decyduje o dopuszczalnej wielkości obciążenia,

c) obecność rys i wszelkiego rodzaju drobnych nierówności powierzchni, oraz deformacja jej mikrostruktury ułatwiają powstanie pęknięć i zmniejszają odporność materiału na korozję i na zmęczenie.

Doświadczenia okazały, że polepszenie przeciętnej gładkości powierzchni z 0,5 μ na 0,035 μ spowodowało przesunięcie obciążenia, przy którym nastąpiło zatarcie, z 800 kG, na 2150 kG. (Clay)

Gładkość powierzchni zostaje nadana przez obróbkę wykańczającą z uwzględnieniem, że obróbka ta ma usunąć ślady obróbki zgrubnej. Ślady te mogą występować jako deformacja struktury powierzchni, spowodowana naciskiem narzędzia, jako zmiana tej struktury wywołana wysoką temperaturą skrawania w poprzedzającej operacji, wreszcie w formie rys, pozostałych jako ślady narzędzia z tej operacji. Konieczność usunięcia tych nieregularności zmusza do ustalenia gładkości powierzchni nie tylko dla obróbki wykończającej, lecz również i dla obróbki poprzedzającej wykończenie.

Własności które należy rozpatrywać ze względu na charakter powierzchni, tworzą dwie zasadnicze grupy:

a) struktura geometryczna powierzchni,

b) własności fizyczne i struktura materiału na powierzchni i tuż pod nią, w warstewce o grubości rzędu kilku mikronów.

Pod nazwą *struktury geometrycznej* powierzchni należy rozumieć jej falistość i chropowatość. Stosowane dawniej pojęcia mikro- i makrostruktury *(Schmaltz)* nie są obecnie uznawane za dostatecznie ścisłe, wobec nieustalenia takich granic zasięgu każdego z tych pojęć, któreby wynikały z istoty samego zagadnienia gładkości. Proponowana przez *Schmaltza* wielkość powierzchni 1 mm², jako granica zakresów obu tych pojęć, jest założeniem dowolnym i nie uzasadnionym właściwościami struktury powierzchni. *(Schlesinger)*.

Przed dostatecznym zbadaniem zagadnienia gładkości panowało przekonanie, że już samo zacieśnienie tolerancji wymiarów decyduje w dostatecznym stopniu o gładkości powierzchni. W dążeniu więc do podwyższania trwałości i sprawności mechanizmów konstruktorzy wkroczyli w niektórych dziedzinach w zakres tak wąskich tolerancji, że stosowane przez nich odchyłki zeszły do wielkości, które charakteryzują już gładkość powierzchni (sprawdziany, niektóre części silników, rozpylacze, tłoczki sterowania hydraulicznego itp.). Praktyka okazała jednakże, że droga ta była kosztowną i nie doprowadziła pozatym do spodziewanych wyników, które mogłyby przyczynić się do dalszego rozwoju konstrukcji. Z tego też powodu stało się koniecznym aby równolegle z określeniem zamienności części i niezależnie od niej można było nie tylko określać żądaną gładkość powierzchni, lecz również obiektywnie porównywać gładkości części wykonywanych z różnych materiałów, w różnych warsztatach i przy zastosowaniu różnych metod obróbki.

[1]) Opracowane na zlecenie Komisji Warsztatowej P. K. N.

Stosowane dawniej sposoby wzrokowej i dotykowej oceny gładkości nie okazały się wystarczające. Ocena wzrokowa pozwala wprawdzie na określenie kierunku, podziałki i rozmieszczenia rys na powierzchni, nie pozwala natomiast na określenie ich głębokości, która może wynosić zaledwie setne częci mikrona. Ocena wzrokowa polega na porównaniu refleksów światła padającego na powierzchnię wzorcową i badaną. Refleksy te jednakże zależą nie tylko od geometrycznej, lecz i od fizycznej struktury powierzchni, oraz w dużej mierze od sposobu oświetlenia powierzchni. W rezultacie ocena wzrokowa musi być uważana za metodę zawodną i może dać wynik wręcz odwrotny od wyniku uzyskanego drogą pomiaru. Metoda dotykowa jest jeszcze w większym stopniu zależną od indywidualnej oceny obserwatora, a więc jeszcze mniej pewna w określeniu głębokości rys, niezła natomiast w określeniu ich kierunku.

Parametry gładkości.

Zagadnienie oceny wzgl. pomiaru gładkości sprowadza się do pomiaru głębokości i rozmieszczenia nieregularności badanej powierzchni. Gładkość powierzchni w obecnym stanie znajomości zagadnienia wyraża się więc miarą nierówności powierzchni, określaną parametrami związanymi z głębokością i kształtem rys, również z ich podziałką.

Na charakter gładkości obrobionej powierzchni wpływają następujące czynniki:

a) ś l a d y o b r ó b k i, t. j. głębokość i kształt nierówności powierzchni mierzone wzdłuż i w poprzek kierunku posuwu narzędzia,

b) k i e r u n e k t y c h ś l a d ó w względem kierunku ruchu danej powierzchni podczas pracy w zespole,

c) p o ł o ż e n i e c h r o p o w a t o ś c i p o n a d i p o n i ż e j p r z e c i ę t n e j l i n i i c h r o p o w a t o ś c i (grzbiety i doliny profilu powierzchni), p. rys. 2.

d) p r o c e n t o w a w i e l k o ś ć r z e c z y w i s t e j p o w i e r z c h n i n o ś n e j, w stosunku do wielkości nominalnej powierzchni nośnej.

W związku z powyższym musi istnieć możliwość pomiaru następujących parametrów gładkości powierzchni:

1. *Falistość i chropowatość.*

Rozróżniamy tu:

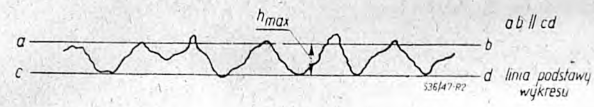
a) f a l i s t o ś ć o d ł u g i e j f a l i ($\lambda > 25$ mm) i długie krzywizny powierzchni, przeważnie spowodowane niedokładnościami prowadnic obrabiarek, na których dana powierzchnia została obrobiona, (pomiar falistości tego rzędu odbywa się przy pomocy autokolimatora),

b) f a l i s t o ś ć o k r ó t k i e j f a l i ($\lambda = 0.5$ do 25 mm), spowodowana drganiem noża, mimośrodowością freza itp. (pomiar czujnikiem o dużej przekładni, osadzonym w płycie doskonale płaskiej),

c) c h r o p o w a t o ś ć, spowodowana śladami narzędzia, lub śladami ziarn materiałów ściernych. (Pomiar badanej powierzchni drogą odwzorowania mechanicznego profilu powierzchni, metodą optyczną, lub wzrokową i dotykową).

Parametry *a* i *b* wykraczają poza zakres właściwego określenia gładkości powierzchni, natomiast parametr *c* określa tę własność, którą powszechnie rozumie się jako gładkość powierzchni. Niemniej jednak niektóre instrumenty umożliwiają jednoczesny pomiar parametrów *b* i *c* oraz powtórzenie pomiaru tylko dla parametru *c*. Tak otrzymane wyniki pomiarów stanowią lepszą podstawę dla oceny struktury powierzchni, niż pomiar samej tylko chropowatości.

2. *Maksymalna wysokość poszczególnych grzbietów* krzywej będącej odwzorowaniem kształtu powierzchni.



Rys. 1. Wyznaczanie z wykresu maksymalnej wartości chropowatości.

3. *Przeciętna wartość chropowatości*, określona przy pomocy pojedyńczej liczby, uważanej za miarę gładkości danej powierzchni. Liczbą tą jest średnia, wzgl. przeciętna wysokość krzywej będącej odwzorowaniem kształtu danej powierzchni.

4. *Wielkość wzniesień wystających ponad linię średniej chropowatości.* Obecność tych wzniesień powoduje przerwanie ciągłości warstewki smaru, ponieważ odsłania punkty, w których musi nastąpić suche tarcie dwóch współpracujących powierzchni.

5. *Wielkość zagłębień poniżej linii średniej chropowatości.* Ta część powierzchni tworzy nieszczelności, którymi uchodzi smar z pomiędzy dwóch współpracujących powierzchni.

6. *Wielkość powierzchni, która rzeczywiście przyjmuje obciążenie*, wyrażona w procentach wielkości powierzchni nominalnej.

Znajomość wszystkich sześciu wymienionych parametrów nie jest niezbędna w każdym wypadku oceny powierzchni, zwłaszcza dla wymagań produkcji seryjnej, lub masowej. Jest ona jednak niezbędna dla ścisłego zbadania struktury powierzchni i ustalenia na rysunku rzędu jej gładkości. Dla potrzeb warsztatu przyjęto za miarę gładkości powierzchni przeciętną wysokość wykresu, przedstawiającego odwzorowanie chropowatości danej powierzchni. Normy gładkości USA, projekt BSI, oraz norma Związku Radzieckiego, są wyrażone tym właśnie parametrem.

Jednostką pomiarową chropowatości powierzchni jest: w układzie metrycznym 1 μ, w układzie calowym 1 mu. in. = 0.000 001", t. zw. „mikrocal" (microinch, oznaczenie μ in, lub mu. in.)

stąd 1 μ = 40 mu. in. = 0.000 04"

oraz 1 mu. in. = 0.025 μ = 0.000 025 mm [2]).

Dla wykresu odwzorowania powierzchni przyjęto stosować powiększenie tj. wysokości wykresu (pionowe) w granicach od 1000 : 1 do 40 000 : 1,

[2]) Wobec tego, że duża część literatury wyraża dane w mikrocalach, jest nieodzownym znać spółczynnik zamiany μ na mu. in. i odwrotnie.

zaś powiększenie długości, czyli poziome, w granicach od 80 : 1 do 400 : 1, przeważnie 150 : 1. Jest to szczegół, o którym nie wolno zapominać przy odczytywaniu wykresów chropowatości a zwłaszcza przy ich porównywaniu między sobą. Wykresy o podziałce nieskażonej stosuje się tylko dla celów specjalnych, jak np. dla zbadania wpływu zaokrąglenia ostrza rysika na wierność odwzorowania wykresu.

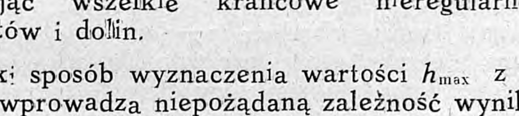
Maksymalna wysokość wykresu h_{max}

Maksymalną wysokość krzywej wyznacza się prowadząc na wykresie dwie linie proste, wzajemnie równoległe, *ab* i *cd* (rys. 1) przez przeciętne położenie wierzchołków krzywej, t. j. odcinając wszelkie krańcowe nieregularności grzbietów i dolin.

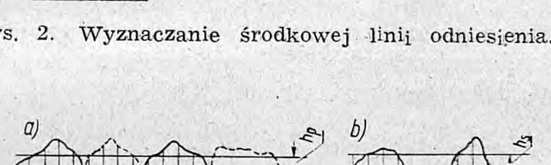
Taki sposób wyznaczenia wartości h_{max} z wykresu wprowadza niepożądaną zależność wyników od oceny indywidualnej i wprawy obserwatora. Niepewność oceny rzeczywistej wartości h_{max} przy stosowaniu tej techniki odczytu rośnie znacznie przy porównywaniu dwóch, lub więcej wykresów przedstawiających gładkość powierzchni różniących się między sobą charakterem ich struktury.

Średnia wysokość wykresu h_s i h_p

Uniezależnieniem się od wprawy obserwatora jest określenie gładkości powierzchni przy pomocy średniej wysokości wykresu (rys. 3). Dla jej wyznaczenia przyjmuje się jako poziom porównawczy prostą, która przecina wykres w taki sposób, że powierzchnie pól zawartych między krzywą, a tą prostą, położone nad i pod nią są sobie równe. (Rys. 2). Tę prostą nazywamy *środkową linią odniesienia.*



Rys. 2. Wyznaczanie środkowej linii odniesienia.



Rys. 3. Wyznaczanie wartości chropowatości: a) przeciętnej h_p i b) średniej h_s

Ustalenie położenia środkowej linii odniesienia odbywa się przy pomocy planimetru, a więc z wyłączeniem indywidualnego wpływu obserwatora. Położenie linii odniesienia wyznacza się z dokładnością do 5% a suma powierzchni

$$a + b + c + d + \ldots = p + q + r + s + \ldots$$

Średnia wysokość wykresu jest równa średniej z bezwzględnych wartości rzędnych wykresu (rys. 3), mierzonych od środkowej linii odniesienia.

Średnią wysokość wykresu oblicza się według wzoru:

$$h_p = \frac{|a|+|b|+|c|+\ldots+|m|+|n|}{\text{ilość rzędnych}} = \frac{1}{l}\int_0^l |y|\, dl$$

jako średnią arytmetyczną bezwzględnych wartości rzędnych wykresu. Wartość tę nazywamy „*przeciętną wysokością wykresu*",

lub też według wzoru:

$$h_s = \sqrt{\frac{a^2+b^2+c^2+\ldots+m^2+n^2}{\text{ilość rzędnych}}} = \sqrt{\frac{1}{l}\int_0^l y^2\, dl}$$

jako pierwiastek średniej arytmetycznej kwadratów rzędnych. Wartość tę nazywamy „*średnią wysokością wykresu*".

We wzorach tych l oznacza długość wykresu.

Wyrażanie przeciętnej wysokości wykresu jako średniej arytmetycznej jest przyjęte w Anglii (ozn. h_{ave} = *average height*), zaś jako pierwiastka średniej arytmetycznej kwadratów rzędnej—w U.S.A.[3]) (ozn. h_{rms} = *root mean square average*). Obydwie wartości h_p i h_s są czysto teoretyczne i nie posiadają żadnego innego znaczenia, poza matematycznym.

Pomiędzy wartościami obliczonymi przy pomocy obu wzorów (h_p i h_s) istnieje pewna rozbieżność. Wynosi ona średnio 7 do 11% wartości h_p nie gra ona jednak roli dlatego, że jest mniejsza od zakresu poszczególnych klas gładkości, a wskutek tego mieści się w zakresie dokładności pomiaru. Dlatego w obu układach norm U. S. A. i B. S. I. wartości h_p i h_s są uważane jako reprezentujące jednakowy rząd wielkości, a zatem zamienne.

Większość instrumentów dla pomiaru gładkości rejestruje wartości h_p i h_s. Znajomość tych wartości jest wystarczającą dla określenia gładkości powierzchni. Dzięki łatwości ich oznaczenia, parametry te są powszechnie używane dla potocznego określenia gładkości.

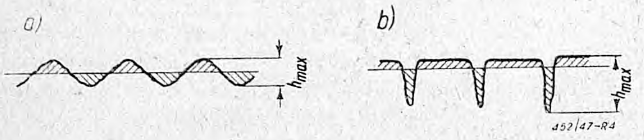
Jakkolwiek obie wartości h_p i h_s uznano za zamienne, to jednak na korzyść stosowania h_p przemawia to, że cechowanie i sprawdzanie dokładności przyrządu może być dokonane przy pomocy planimetru powszechnie używanego typu. Nie jest to możliwym w wypadku przyrządu rejestrującego wartości h_s.

Rozbieżności pomiędzy wskazaniami h_p i h_s dla tych samych punktów pomiaru są znacznie mniejsze, niż odpowiednie rozbieżności między wartością h_{max}, wyznaczoną z wykresu, a wartością wyznaczoną metodą optyczną, n. p. profilometrem *Schmaltza*. Powyższy szczegół stanowi powód, dla którego przyjęto wyrażać normy gładkości przy

[3]) Skłonność do stosowania parametru h_p panuje obecnie również i w USA, spowodowana prostotą wzoru matematycznego.

pomocy h_p i h_s, nie zaś przy pomocy h_{max}. Parametru h_{max} używa się natomiast jako pomocniczego, w wypadku bardziej szczegółowego badania struktury powierzchni. Rozbieżność między parametrami h_p, a h_{max} nie jest wartością stałą, ale jest zależną od stopnia gładkości powierzchni.

Dowolne średnie wartości h_p i h_s mogą charakteryzować nieskończoną ilość krzywych, przedstawiających różną strukturę powierzchni. Wypadek taki przedstawia Rys. 4a i 4b.



Rys. 4. Powierzchnie o jednakowej przeciętnej wysokości wykresu h_p, ale o różnej strukturze.

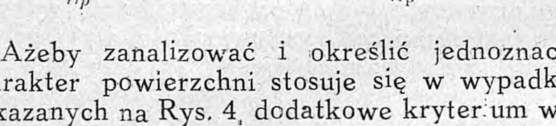
a) $h_p = 5{,}0\ \mu$, $h_{max} = 15{,}6\ \mu$, $\frac{h_{max}}{h_p} = 3{,}1$

b) $h_p = 5{,}0\ \mu$, $h_{max} = 33{,}0\ \mu$, $\frac{h_{max}}{h_p} = 6{,}6$

Ażeby zanalizować i określić jednoznacznie charakter powierzchni stosuje się w wypadkach, wskazanych na Rys. 4, dodatkowe kryterium w postaci wspomnianego wyżej stosunku $h_{max} : h_p$, który służy do wyrażenia r ó ż n i c c h a r a k t e r u s t r u k t u r y p o w i e r z c h n i. Wartość tego kryterium nosi tylko charakter pomocniczy, a to z powodu wspomnianych wyżej niekorzystnych własności parametru h_{max}.

W s p ó ł c z y n n i k k s z t a ł t u p o w i e r z c h n i *F*.

Dla określenia parametru *F* wprowadza się parametr pomocniczy, który nazwiemy „ś r e d n i ą w y s o k o ś c i ą w y k r e s u", h_1. Średnią wysokość wykresu mierzy się od linii podstawy wykresu. Parametr ten oznacza średnią grubość warstwy materiału, położonego powyżej linii podstawy wykresu.



Rys. 5. Wyznaczanie średnich wysokości h_1 i h_2

Oznaczając wielkość splanimetrowanej powierzchni wykresu przez P_1 (rys. 5 powierzchnia zakreskowana), zaś wielkość nominalnej powierzchni prostokąta *ABCD* przez *P*, oraz mając na uwadze, że wysokość $AC = DB$ jest maksymalną wysokością wykresu h_{max}, obliczymy wartość h_1 z proporcji:

$$\frac{h_1}{h_{max}} = \frac{P_1}{P}, \text{ skąd } h = \frac{h_{max}\, P_1}{P} \quad \text{(mierzone w mikronach).}$$

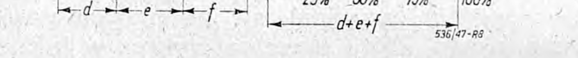
Analogicznym parametrem, stosowanym równolegle, jest ś r e d n i a g ł ę b o k o ś ć rys

$$h_2 = h_{max} - h_1$$

mierzona od górnej linii wykresu *AB*. Stosunek h_1 i h_2 do h_{max} określa się jako w s p ó ł c z y n n i k k s z t a ł t u p o w i e r z c h n i, przy czym $\frac{h_{max}}{h_1} = F_1$ (*Schmaltz*) uwzględnia warstwę materiału, natomiast $\frac{h_2}{h_{max}} = F_2$ (*Nicolau*) bierze pod uwagę powierzchnię zagłębień i rys. Suma obu współczynników $F_1 + F_2 = 1.0$.

R z e c z y w i s t a p o w i e r z c h n i a n o ś n a.

Parametr F_1 i F_2 jest używany jako wskaźnik, określający rzeczywistą wielkość powierzchni nośnej, w stosunku do tej, jaka wynika z rysunku konstrukcyjnego części. F_1 i F_2, wyrażone w procentach h_{max} określają jak wielkie zużycie musi nastąpić, zanim obydwie powierzchnie współpracujące nie zaczną przylegać do siebie w żądanym stopniu. Wskaźnikiem, który określa tę zależność, jest krzywa *Abbott — Firestone* (Rys. 6). Krzywa ta przedstawia wzrost powierzchni nośnej, spowodowany wzrostem zużycia (w tym wypadku równoważnego z dotarciem) obu powierzchni, jako funkcję grubości warstwy materiału.



Rys. 6. Wyznaczanie krzywej Abbott-Firestone.

Z przykładu rys. 6 wynika, że przed rozpoczęciem dotarcia rzeczywista wielkość powierzchni nośnej wynosi około 10% powierzchni całkowitej, (pkt. 1 krzywej). Po dotarciu o grubość warstwy równą 0.3 μ, rzeczywista wielkość powierzchni nośnej wzrosła do ok. 35% powierzchni nominalnej, (pkt. 2 krzywej), wreszcie po całkowitym starciu chropowatości, rzeczywista wielkość powierzchni nośnej wynosi ok. 98% powierzchni nominalnej (pkt. 4 krzywej).

Normy gładkości.

W danej chwili istnieją trzy normy, wprowadzone w życie w formie definitywnej, lub próbnej, a mian. norma USA, norma angielska BSI, oraz norma Związku Radzieckiego.

Głównym parametrem gładkości jest wysokość h_s, wyrażona w normach USA i BSI w mikrocalach, zaś w normie Związku Radzieckiego — w mikronach. Inne wartości zawarte w tych normach są wyrażone w calach, względnie w milimetrach.

Z pośród tych trzech norm, najbardziej wyczerpująco opracowaną jest norma USA. Norma ta nietylko ustala szereg definicji parametrów gładkości, lecz również uznaje równorzędność parametrów h_s i h_p, oraz rozróżnia i ustala liczbowo c h r o p o w a t o ś ć i f a l i s t o ś ć powierzchni. Tabela chropowatości zawiera 30 klas w zakresie ¼—1000 mikrocali (0.006 — 25 μ). Tabela falistości, nie ma-

jąca odpowiednika w żadnej innej normie, jest przytoczona w całości poniżej.

Tabl. 1. Falistość powierzchni.

(Liczby przedstawiają wysokość fali, wartości przeliczone na milimetry.

0.00050	0.0075	0.125
0,00075	0.0125	0.200
0.00125	0.0200	0.250
0.00200	0.0250	0.375
0.00250	0.0500	0.500
0.00500	0.0750	—

Norma USA wprowadza również niestosowany dotychczas parametr kierunku struktury geometrycznej powierzchni, pod którym przeważnie należy rozumieć kierunek śladu narzędzia.

Norma ta ustala symbole rysunkowe dla wszystkich wymienionych parametrów, jednakże tylko znak rysunkowy wraz z liczbową wartością chropowatości stanowią obowiązującą część symbolu. Stosowanie lub omijanie innych parametrów struktury powierzchni pozostawiono do uznania konstruktora.

Norma BSI zawiera tylko dane liczbowe parametru h i symbol rysunkowy. Podstawą jej jest szereg geometryczny o współczynniku 2 podzielony na 12 klas w zakresie 1 — 4000 mikrocali (0.25 — 100 μ). Symbol rysunkowy, w odróżnieniu od normy USA, oznacza gładkość pośrednio, t. j. numerem klasy gładkości (p. symbole rysunkowe).

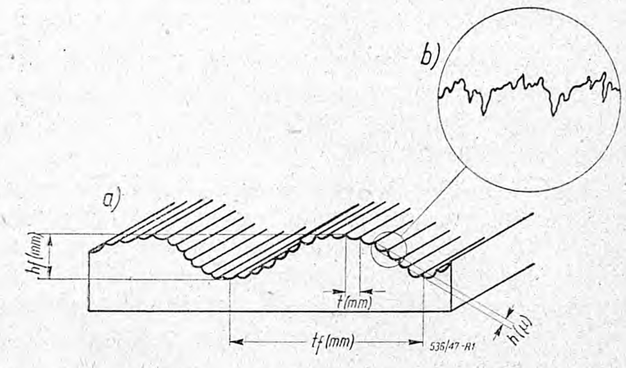
Norma Związku Radzieckiego przyjmuje za podstawę podział na 14 klas, w zakresie 0.012 100 μ, ugrupowany jako szereg geometryczny, również o ilorazie 2. Podział ten jest zgodny z podziałem BSI, oraz był zgodny z podziałem projektu normy USA, przed ostatecznym silniejszym zróżniczkowaniem klas tej ostatniej. Początek tego podziału zachował się w ostatecznej normie USA (w zakresie do 0.05 μ) p. rys. 8.

Obok podziału na klasy przewiduje norma Związku Radzieckiego bardzo wygodny podział na stopnie i na grupy, według schematu:

Grupa	Klasa	Stopień

itd.

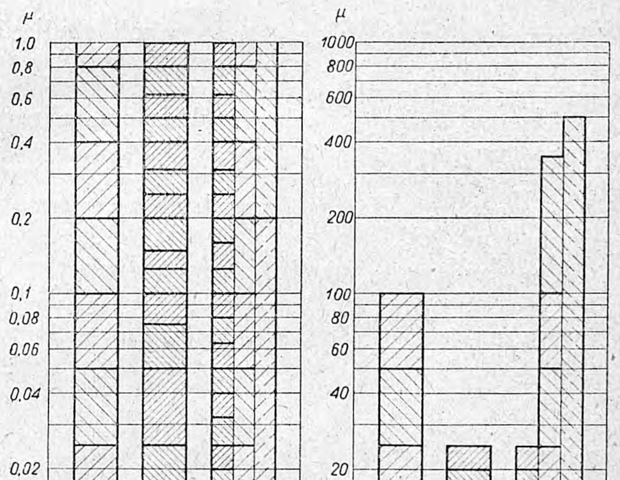
Podział na stopnie jest prawie identyczny z podziałem klas w ostatecznej redakcji normy USA (p. rys. 8), natomiast podział na grupy ujmuje 14 klas w 4 grupy.



Rys. 7. Struktura geometryczna powierzchni i jej parametry.

t = podziałka chropowatości,
h = wysokość chropowatości,
t_f = podziałka falistości,
h_f = wysokość falistości.

Normy BSI i ZR ujmują gładkość wartościami granicznymi klas, natomiast norma USA nie posiada numeracji klas i dzieli na nie przy pomocy pojedyńczej wartości. Wskutek tego, oznaczenie gładkości na rysunku, w systemie BSI i ZR, musi się mieścić między z góry ustalonymi wartościami granicznymi (podobnie jak tolerancje), natomiast według normy USA można gładkość wyrazić bądź przy pomocy jednej liczby, bądź przy pomocy dowolnie wybranych wartości



Rys. 8. Porównanie podziału na klasy gładkości norm BSI, USA i Związku Radzieckiego.

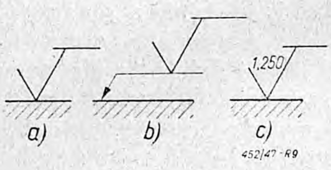
granicznych. Obydwie te możliwości przewiduje norma USA z tym, że w wypadku jednoliczbowego określenia gładkości, jako dolną granicę zakresu przyjmuje się automatycznie wartość zerową.

Norma ZR przewiduje również symbol gładkości, określający ją w podobny sposób, jak norma BSI, tj. przy pomocy numeru klasy, stopnia, lub grupy. (p. symbole gładkości).

Poglądowe porównanie podziału na klasy trzech wymienionych norm przedstawia rys. 8. Wartości norm USA i BSI przedstawiono na wykresie przeliczone na mikrony. Zgodność norm USA i ZR (stopnie), oraz BSI, USA, ZR (klasy) jest widoczną, a drobne odchylenia pochodzą z różnic układów metrycznego i calowego.

Oznaczenie gładkości na rysunkach.

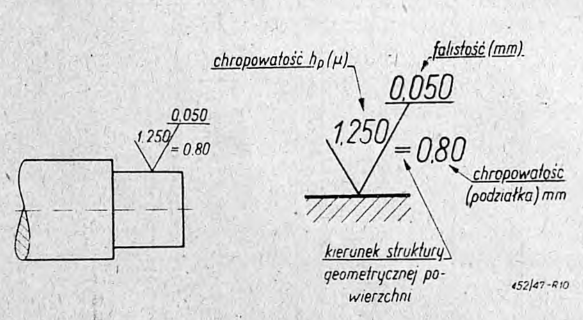
Norma USA przyjmuje jako symbol gładkości znak rys. 9 *a* i *b*, którego ostrze dotyka linii oznaczającej powierzchnię, lub też linii pomocniczej odnoszącej się do tej powierzchni.



Rys. 9. Znak gładkości powierzchni według normy USA. a i b — różne sposoby umieszczania znaku na rysunku. c — sposób wpisywania liczbowego określenia chropowatości.

Norma ta przewiduje, że symbol gładkości można zaopatrywać w liczby i znaki oznaczające te parametry, których ustalenie uważa konstruktor za wskazane. Jedynie liczbowe określenie chropowatości musi być umieszczone w każdym wypadku, jako podstawowy parametr określający strukturę powierzchni. Wartość tę wpisuje się wewnątrz symbolu (rys. 9c).

Pełne oznaczenie gładkości przedstawia rys. 10.

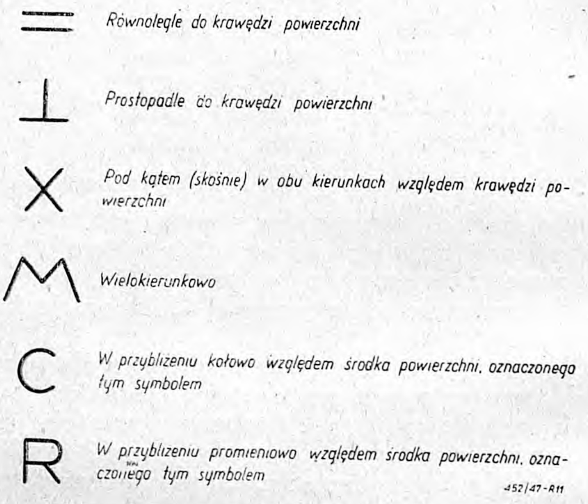


Rys. 10. Pełne oznaczenie gładkości na rysunku według normy USA.

Symbole, które norma USA wprowadza na oznaczenie kierunku struktury powierzchni podane są na rys. 11. Ponadto norma przewiduje, że każdy rysunek i wyszczególnienie ma zawierać ogólną uwagę określającą przyjęty parametr dla oznaczenia chropowatości (h, lub h_p).

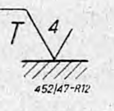
Norma BSI przyjmuje odwrócony symbol normy USA. Oznaczenie gładkości według tej normy przewiduje tylko numer klasy gładkości, oraz znak określający rodzaj obróbki (rys. 12).

Przykład podany na rys. 12 oznacza żądanie osiągnięcia 4 klasy gładkości przy pomocy toczenia.



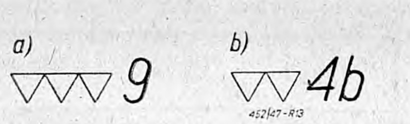
Rys. 11. Znaki kierunku struktury powierzchni według normy USA.

Norma ZR przyjmuje oznaczenie gładkości przy pomocy stosowanych oddawna trójkątnych znaków obróbki. Ilość trójkątów w symbolu ma być zgodną z numerem określającym grupę gładkości. Do tego znaku dopisuje się liczbę lub literę na oznaczenie klasy względnie stopnia gładkości (p. rys. 13).



Rys. 12. Znak gładkości powierzchni według normy BSI.

Rys. 13a oznacza gładkość w klasie 9, i w trzeciej grupie (3 trójkąty), zaś rys. 13b oznacza gładkość w stopniu *b*, czwartej klasy, drugiej grupy gładkości.



Rys. 13. Oznaczanie gładkości powierzchni według normy Związku Radzieckiego.

Jako zasadniczą różnicę określenia gładkości należy podkreślić, że normy USA i ZR przepisują gładkość nie wchodząc w to, jakimi sposobami zostanie ona osiągnięta, podczas gdy system przyjęty przez BSI narzuca metodę obróbki. Drugą różnicą, formalną, jest ta, że norma USA określa parametry gładkości wprost liczbowo, podczas gdy normy BSI i ZR czynią to pośrednio, podając numer klasy gładkości w miejsce jej liczbowego określenia.

O ile pierwszą różnicę należy uważać za daleko idącą w swoich konsekwencjach, o tyle druga różnica, w wypadku norm BSI i ZR może powodować niewygodę w pracy na warsztacie.

(d. c. n.).

Statystyczna kontrola produkcji

Inż. JAN OBALSKI

Tradycyjna metoda kontroli jakości wyrobów przez sprawdzanie wszystkich egzemplarzy po całkowitym ich wykonaniu ma wiele wad: jest kosztowna, zabiera wiele czasu i sił ludzkich i nie zapobiega w porę powstawaniu braków. Wzrastające tempo produkcji, zwłaszcza w okresie ostatniej wojny, przyczyniło się do rozpowszechnienia metody kontroli wyrywkowej, opartej na statystyce matematycznej. Metoda ta, opracowana i ujęta w normy w St. Zjedn. Am. Półn., W. Brytanii i kilku innych krajach, jest stosowana dziś w najrozmaitszych gałęziach produkcji, dając wielkie korzyści zarówno wytwórcy, jak i odbiorcy. Dla wytwórcy ma szczególne znaczenie to, że metoda ta: 1) ułatwia ustalanie przyczyn wad produkcji i zapobieganie im, 2) pozwala ograniczyć liczbę braków, 3) stosowanie jej jest bardzo proste (mimo skomplikowanych podstaw teoretycznych) i nie wymaga żadnych specjalnych studiów lub przygotowań dla wprowadzenia.

1. Zadanie kontroli statystycznej.

Przy masowej i seryjnej produkcji zapewnienie jednolitości wyrobów jest zagadnieniem pierwszej wagi. Wymaganie jednolitości dotyczyć może np. strony geometrycznej t. j. zgodności wymiarów poszczególnych przedmiotów albo jakości obróbki albo jednolitości materiału pod względem określonych właściwości fizyko-chemicznych, w szczególności wytrzymałościowych i t. d.

Jednolitość nie jest jednak równoznaczna z zupełną identycznością, której osiągnięcie nie jest zresztą ani możliwe ani też celowe (gdyby nawet było możliwe). Nie jest możliwe, gdyż na przebieg wytwórczy wpływa zawsze szereg drobnych, wymykających się z pod kontroli przypadkowych przyczyn, które mimo, że są nieuchwytne, to jednak współdziałając z sobą, powodują odchylenie tych czy innych cech produktu od wartości założonych. Do przyczyn tych należą np. wahania temperatury, nieco różne położenie oka przy odczytywaniu wskazań narzędzi mierniczych, nieczułość tych narzędzi, luzy, tarcia i drgania w elementach obrabiarek i t. d. Osiągnięcie zupełnej identyczności wyrobów nie byłoby zaś celowe, gdyż należyte pasowanie, niezbędna wytrzymałość lub t. p. nie charakteryzują się jedyną określoną wartością odpowiednich cech, lecz wystarcza w tym celu, aby wartość ta nie wykraczała poza pewne granice. Nadmierne zacieśniania tych granic powoduje zbyteczne koszty produkcji.

Godzimy się więc na to, żeby każdy z wykonanych przedmiotów miał nieco inne wymiary, nieco różną twardość i t. d., a zadaniem kontroli produkcji jest śledzenie za tym, aby z góry ustalone, dopuszczalne granice tych rozbieżności nie były przekroczone.

Oprócz przyczyn przypadkowych na odchylenie cech przedmiotu od normy wpływają też czynniki o charakterze systematycznym. Przykładem ich może być stopniowe zużycie sprawdzianu, którym mierzymy np. średnicę wałków toczonych, wskutek czego średnice te będą miały tendencję ku wzrostowi. Kontrola produkcji ułatwia wykrywanie i usuwanie tych przyczyn systematycznych.

Obserwacja otrzymywanych rozbieżności drogą systematycznej kontroli jest również użyteczna przy ustalaniu tolerancyj.

Kontrola produkcji bywa przeważnie uskuteczniana po całkowitym wykonaniu partii przedmiotów, a więc po przejściu ich przez wszystkie operacje jako *kontrola końcowa*. Jeżeli przedmiot przechodzi przez szereg operacyj, to oczywiście jest niecelowe wykonywanie drugiej, trzeciej i dalszych operacyj, jeżeli np. już przy pierwszej tolerancja została przekroczona i przedmiot stał się brakiem. Dlatego też korzystniejsza jest kontrola bieżąca w trakcie produkcji np. po kolejnych etapach obróbki tzw. *kontrola międzyoperacyjna*. Stwierdzone przekroczenie tolerancyj lub tendencja do systematycznego ich wzrostu, może przyczynić się do wczesnego wykrycia i usunięcia przyczyn tych zjawisk i zapobieżenia dalszym brakom.

Ten system kontroli, posługujący się łatwymi do odczytywania wykresami, rozpowszechnił się w ostatnich latach, szczególnie w St. Zjednoczonych i w W. Brytanii.

Z punktu widzenia zakresu wykonywanych prób, możemy mówić o *kontroli 100%-ej* (ang. *100% control*) lub o *kontroli na wyrywki (sampling)*. W pierwszym wypadku kontroli podlegają wszystkie wykonane przedmioty, w drugim—tylko część. Podstawą tego drugiego systemu jest założenie, że mała część partii podlegająca kontroli, wzięta na chybił-trafił, reprezentuje całą tę partię i % ilości braków stwierdzony w tej części jest taki sam jak w całej partii. Stąd nazwa tej metody w teorii statystyki: *„metoda reprezentatywna badania statystycznego"* (*representative method*). Kontrola na wyrywki jest oczywiście związana z pewnym ryzykiem, gdyż nie wyklucza złośliwości losu, który we wziętej próbce może zgromadzić stosunkowo więcej lub mniej braków, niż jest ich w całej partii. Podobnie z urny, zawierającej jednakowe ilości kulek białych i czarnych, powinniśmy wyciągnąć w 10 ciągnieniach (bez zwrotu) 5 kulek białych i 5 — czarnych, podczas, gdy w rzeczywistości liczba białych (względnie czarnych) może okazać się jakąkolwiek liczbą całkowitą w granicach od 0 do 10 (choć nie każda z tych liczb jest jednakowo prawdopodobna).

Prawa statystyki matematycznej mają zastosowanie do badania na wyrywki pod warunkiem, że proces produkcji znajduje się w stanie *„równowagi statystycznej"* (am. *state of statistical control*, ang. *stable manufacturing system*, *system under control*) t.j. że rozbieżności wynikają tylko z przyczyn przypadkowych.

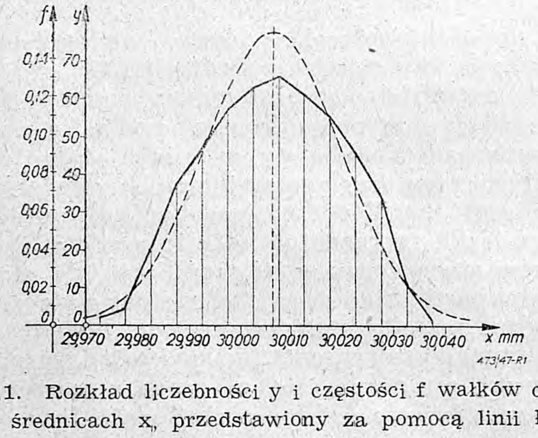
Innym warunkiem jest, aby przedmioty, które mają podlegać tej kontroli, były produkowane w dostatecznie dużych seriach; za minimum uważają niektórzy 2000 sztuk, spotyka się też kontrolę statystyczną nawet mniejszych seryj.

W wypadkach, gdy ani jeden przedmiot nie może nie odpowiadać normie jest konieczna kontrola 100%-wa; ten wypadek zachodzi np. przy produkcji kulek łożyskowych; przeważnie jednak wystarcza kontrola wyrywkowa. Kontrola wyrywkowa jest jedynie możliwa wtedy, gdy jest ona związana ze zniszczeniem przedmiotu jak np. przy próbach trwałości żarówek elektrycznych, próbach materiałów wybuchowych, próbach wytrzymałości produktów metalurgicznych i t. d.

Metoda badania wyrywkowego oparta na ścisłych podstawach była stosowana już w pierwszych latach bież. stulecia w Anglii, w latach 1920 — 1930 rozwinęła się w Niemczech, a następnie w St. Zjednoczonych Ameryki i w W. Brytanii, gdzie metoda ta została ujęta w normy: Z 1.1 — 1941 r., Z 1.2 — 1941 r. i Z 1.3 — 1942 r. (amer.) oraz B. S. 600 R — 1942 r., B. S. 1008 — 1942 r., B. S. 1313 — 1947 r. (bryt.).

2. Rozkład częstości.

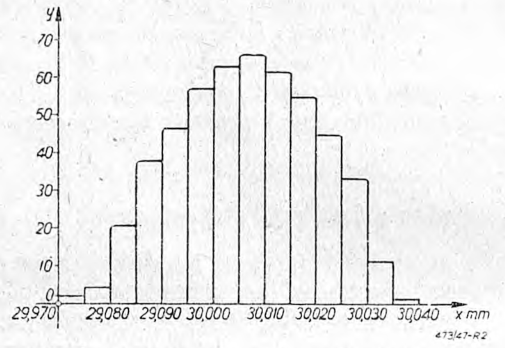
Przedmiotem badań statystycznych jest *zbiorowość ogólna (univers)* t. j. zbiór przedmiotów lub osobników, u których występuje pewna cecha. Taką zbiorowością może być np. partia toczonych wałków; cechą tych wałków, mającą być przedmiotem badania, może być np. ich średnica.



Rys. 1. Rozkład liczebności y i częstości f wałków o różnych średnicach x, przedstawiony za pomocą linii łamanej. Linia przerywana — krzywa Gaussa dla takiej samej średniej rozbieżności σ.

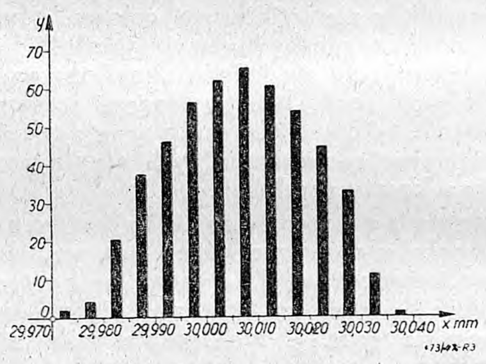
Przypuśćmy, że w ogólnej ilości $N = 504$ wykonanych wałków stwierdzono, że średnice są zawarte w granicach od $x = 29{,}970$ mm do $x = 30{,}040$ mm. Dzieląc obszar zmienności $30{,}040 - 29{,}970 = 0{,}070$ mm na przedziały po $\Delta x = 0{,}005$ mm i obliczając ilość wałków y_i, przynależnych do poszczególnych przedziałów (klas), czyli *liczebności* wałków w każdym przedziale, otrzymujemy tablicę I. W tablicy tej i oznacza porządkowy numer przedziału, zaś $f_i = \frac{y_i}{\Sigma y_i} = \frac{y_i}{N}$ oznacza *częstość (frequency)* występowania wartości x w poszczególnych przedziałach.

Czwarta kolumna powyższej tabeli przedstawia *rozkład częstości (frequency distribution)* średnic x, usystematyzowanych według wzrastających wartości. W dalszych obliczeniach za wartość średnicy w poszczególnym przedziale będzie uważana średnia arytmetyczna z granicznych wartości przedziału, więc np. dla $i = 3$; $x_i = 29{,}9825$ mm. Dokładność do czwartego znaku dziesiętnego ma znaczenie tylko obliczeniowe, po wykonaniu obliczeń, wynik należy zaokrąglić według ogólnych zasad arytmetycznych.



Rys. 2. Rozkład liczebności y wałków o różnych średnicach x przedstawiony za pomocą prostokątów.

Rozkład częstości przedstawia się zwykle wykreślnie w prostokątnym układzie współrzędnych, w których na osi odciętych są odmierzane wartości wielkości x, będącej przedmiotem badania, a na osi rzędnych częstości f tych wartości. Analogicznie dla rozkładu liczebności rzędne są liczebnościami y. Wykres może być linią łamaną (rys. 1), linią schodkową (rys. 2), szeregiem oddzielnych rzędnych (rys. 3) lub też (w przybliżeniu) linią ciągłą, przechodzącą przez punkty, określone wartościami tablicowymi. Przyjmując wielkość przedziału jako = 1, otrzymamy, że pole linii częstości = 1. Na rys. 1 podane są dwie skale rzędnych dla tego samego wykresu: jedna dla częstości, druga dla liczebności.



Rys. 3. Rozkład liczebności y wałków o różnych średnicach x, przedstawiony za pomocą oddzielnych rzędnych.

Jeżeli wielkość przedziału Δx będzie się nieograniczenie zmniejszała, a ogólna liczebność N — nieograniczenie rosła, to w granicy łamana lub schodkowa linia częstości stanie się linią ciągłą (ściśle). Rzędne y tej linii są „g r a n i c z n y m i c z ę s t o ś c i a m i" (lub proporcjonalnymi do nich liczebnościami). Odpowiednio do analogicznego pojęcia w rachunku prawdopodobieństwa możnaby je nazwać „g ę s t o ś c i ą c z ę s t o ś c i".

Pole tej linii w granicach zmienności x od x_1 do x_2 przedstawia częstość wielkości x w tych granicach, o ile pole pod całą linią przyjąć jako = 1.

W powyższym przykładzie cecha x, której rozkład wyznaczaliśmy, była wielkością ciągłą: x mogło przybierać każdą wartość w pewnych granicach. W wielu wypadkach wielkość x jest nieciągła, tj. może przybierać w pewnych granicach tylko niektóre wartości. Przykładem może być x jako liczba wyrzuconych oczek przy rzucaniu 2 kostek: x może mieć tylko jedną z jedenastu wartości 2, 3, 4, ... 12. Linia ciągła, za pomocą której nieraz i w tych wypadkach przedstawia się linię częstości, ma znaczenie jedynie orientacyjne. Naogół w zagadnieniach praktycznych postępuje się jak w powyższym przykładzie, zastępując ciągły obszar zmienności wielkości x przez szereg nieciągłych wartości tej wielkości drogą podziału na klasy.

3. Wartość przeciętna.

Rozkład częstości charakteryzuje się szeregiem cech (parametrów), które pozwalają wyprowadzać różne wnioski, dotyczące wielkości, będące przedmiotem tego rozkładu. Jedną z nich jest *wartość przeciętna (average)*, czyli *średnia arytmetyczna (arithmetic mean)* $\bar{x}$ tej wielkości. Otrzymuje się ją, mnożąc wartość x_i każdego przedziału przez jej liczebność i dzieląc sumę wszystkich iloczynów przez liczebność ogólną, czyli

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^{n} x_i y_i}{\sum_{i=1}^{n} y_i} \qquad [1]$$

albo inaczej

$$\bar{x} = \sum_{i=1}^{n} x_i f_i \qquad [2]$$

W przykładzie wg tabeli I

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^{14} x_i y_i}{\sum_{i=1}^{14} y_i} = \frac{15123,22}{504} = 30,0064 \text{ mm}.$$

Wartość $x_o = \bar{x}$ jest odciętą środka ciężkości linii rozkładu liczebności lub częstości. Wartość przeciętna jest przyjmowana jako wartość odniesienia przy wyznaczaniu rozbieżności jakiejś cechy danej zbiorowości.

TABLICA I.

i	x_i mm	y_i	f_i	$x_i\, y_i$	$x_i - \bar{x}$	$(x_i - \bar{x})^2$	$(x_i - \bar{x})^2 . y_i$
1	29,970÷ 29,975	2	0,004	59,95	—0,0339	0,001149	0,0023
2	29,975÷ 29,980	4	0,008	119,91	289	0835	033
3	29,980÷ 29,985	21	0,042	629,63	239	0571	120
4	29,985÷ 29,990	38	0,076	1139,53	189	0357	136
5	29,990÷ 29 995	47	0,093	1409,65	139	0193	091
6	29,995÷ 30,000	57	0,113	1709,86	089	0079	045
7	30,000÷ 30,005	63	0,125	1890,16	039	0015	009
8	30,005÷ 30,010	66	0,131	1980,49	+0,0011	0001	001
9	30,010÷ 30,015	61	0,121	1830,76	061	0037	023
10	30,015÷ 30,020	55	0,109	1650,96	111	0123	068
11	30,020÷ 30,025	45	0,089	1351,01	161	0259	117
12	30,025÷ 30,030	33	0,065	990,91	211	0445	147
13	30,030÷ 30,035	11	0,022	330,36	261	0681	075
14	30,035÷ 30,040	1	0,002	30,04	311	0967	010
Σ =		504	1,000	15123,22			0,0898

4. Średnia rozbieżność.

Inną charakterystykę rozkładu liczebności lub częstości stanowi *rozbieżność średnia (standard deviation)* $\sigma(x)$ rozpatrywanej cechy (w naszym przykładzie średnicy) danej zbiorowości (wałków). Jest to miara odchyleń poszczególnych wartości x od ich średniej arytmetycznej $\bar{x}$. Oblicza się ją jako pierwiastek kwadratowy z przeciętnej sumy kwadratów tych odchyleń.

Podaje ją wzór

$$\sigma(x) = \pm \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} (x_i - \bar{x})^2 y_i}{\sum_{i=1}^{n} y_i}} \qquad [3]$$

albo inaczej

$$\sigma(x) = \pm \sqrt{\sum_{i=1}^{n} (x_i - \bar{x})^2 f(x_i)} \qquad [4]$$

Schemat obliczenia σ jest widoczny na tabl. I, gdzie w kolumnach 6., 7. i 8. są podane kolejne wartości $(x_i - \bar{x})$; $(x_i - \bar{x})^2$; $(x_i - \bar{x})^2 y_i$. Suma tych ostatnich jest podana u dołu 8. kol. Po podstawieniu do wzoru otrzymujemy

$$\sigma(x) = \pm \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{14} (x_i - \bar{x})^2 y_i}{\sum_{i=1}^{14} y_i}} = \pm \sqrt{\frac{0{,}0898}{504}} = \pm 0{,}013 \text{ mm}.$$

Wartość tę podaje się z jedną lub najwyżej dwiema cyframi znaczącymi. Tyle samo miejsc dziesiętnych powinna mieć wartość $\bar{x}$.

Wartości $\sigma(x)$ nie należy przypisywać znaczenia jakiegoś wyjątkowego odchylenia x od $\bar{x}$, jak to się nieraz mylnie uważa. Jest to jedynie miara porównawcza rozbieżności dwóch podobnych zbiorowości. Im mniejsza jest wartość $\sigma(x)$, tym bardziej poszczególne wartości x są skupione koło wartości przeciętnej $\bar{x}$.

5. Obszar zmienności.

Trzecią charakterystyką rozkładu liczebności lub częstości, równoległą do pewnego stopnia z rozbieżnością średnią, jest *obszar zmienności (range)* $R(x)$ rozpatrywanej cechy. Jest to po prostu różnica największej i najmniejszej wartości tej cechy w danej zbiorowości zatem

$$R(x) = x_{max} - x_{min} \qquad [5]$$

czyli w naszym przykładzie

$$R(x) = 30{,}040 - 29{,}970 = 0{,}070 \text{ mm}.$$

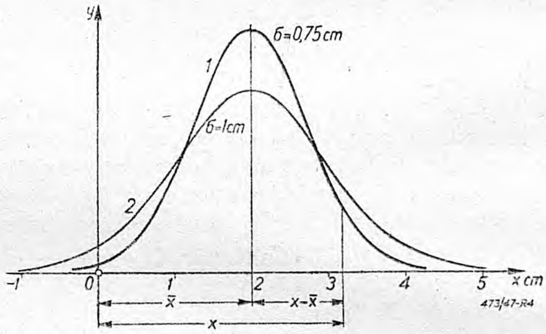
Obszar zmienności oblicza się daleko prościej, niż rozbieżność średnią, ma on jednak charakter bardziej przypadkowy, niż ta ostatnia.

6. Normalny rozkład częstości.

Gdy odchylenia poszczególnych wartości zmiennej x od jej wartości przeciętnej $\bar{x}$ są wypadkową bardzo wielu elementarnych odchyleń wynikających ze współdziałania licznych drobnych zakłóceń, przy czym odchylenia te mogą być równie dobrze dodatnie jak i ujemne, to w granicy rozkład częstości zmiennej x stanowi tzw. *rozkład normalny (normal distribution)*, wyrażający się równaniem

$$y = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\,\sigma} e^{-\frac{(x-\bar{x})^2}{2\sigma^2}} \qquad [6]$$

gdzie σ jest średnią rozbieżnością zmiennej x. Odnośnie znaczenia y patrz p. 2.



Rys. 4. Sposób wykreślenia krzywej Gaussa dla zmiennej x, oznaczającej długości (w cm).

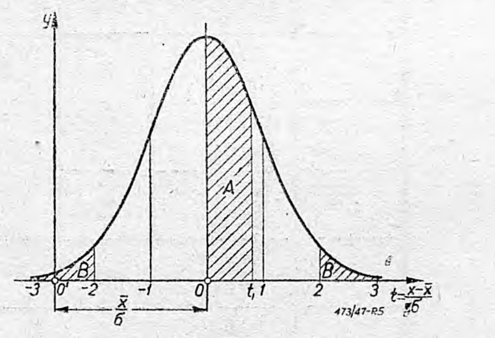
Dane $\bar{x} = 2$ cm, $\sigma = 0{,}75$ cm. Dla punktu o odciętej np. $x = 3{,}2$ cm jest $t = \frac{x - \bar{x}}{\sigma} = \frac{1{,}2}{0{,}75} = 1{,}6$

Z tabl. II i wzoru (6a) $y = \frac{0{,}1109}{0{,}75} = 0{,}148$.

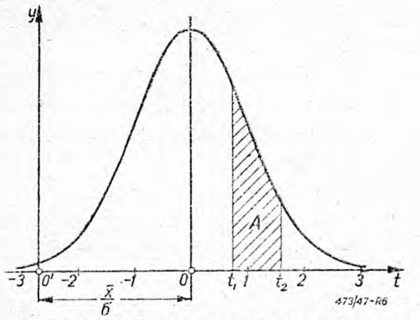
Przyjmując np. jednostkę $y = 6$ cm wypada y (cm) $= 0{,}148 \cdot 6 = 0{,}89$ cm.

Wykresem tego rozkładu jest *krzywa Gaussa* (rys. 4), symetryczna względem osi y i rozciągająca się w granicach od $x = -\infty$ do $x = +\infty$. Dla $x = \bar{x}$ jest $y_{max} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\,\sigma} = \frac{0{,}39894}{\sigma}$.

Zgodnie z poprzednim stwierdzeniem, im mniejsze jest σ, tym bardziej wartości x są skupione koło $\bar{x}$. Krzywa 1, posiadająca σ mniejsze niż krzywa



Rys. 5. Pole A (przy całkowitym polu krzywej = 1) jest równe częstości zmiennej x w granicach od $x = \bar{x}$ (czyli $t = 0$) do $x = x_1$ $\left(\text{czyli } t_1 = \frac{x_1 - \bar{x}}{\sigma}\right)$ Suma pól B jest równa częstości odchylenia zmiennej x od wartości przeciętnej $\bar{x}$ więcej niż o 2 krotną wartość średniej rozbieżności $\pm\sigma$. Suma ta wynosi 4,55% całkowitego pola.



Rys. 6. Pole A jest równe częstości zmiennej x w granicach od $x = x_1 > \bar{x}$ (czyli $t_1 = \frac{x_1 - \bar{x}}{\sigma} > 0$) do $x = x_2 > x_1$ (czyli $t_2 = \frac{x_2 - \bar{x}}{\sigma} > t_1$)

2. jest smuklejsza i szybciej zbliża się do osi x. Rys. 5 przedstawia krzywą *Gaussa*, dla której jednostką odchyleń wartości x od $\bar{x}$ jest σ. Odcięte t tej krzywej są liczbami oderwanymi $t = \frac{x - \bar{x}}{\sigma}$; równanie [6] wyraża się wtedy przez

$$y = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\,\sigma}\, e^{-\frac{t^2}{2}}$$

Stąd, oznaczając $\frac{1}{\sqrt{2\pi}}\, e^{-\frac{t^2}{2}}$ przez $\varphi(t)$, mamy

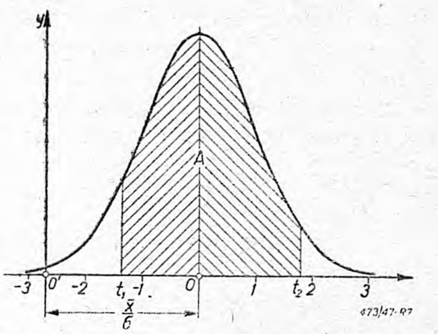
$$y = \frac{\varphi(t)}{\sigma} \qquad [6a]$$

To samo równanie [6], uważane wyżej za rozkład częstości, uzyskany drogą doświadczenia (idealnego), jest wyprowadzone w rachunku prawdopodobieństwa na podstawie szeregu założeń i stanowi prawo *Gaussa* prawdopodobieństwa a priori [1]) zmiennej x.

Całka *Gaussa* w granicach odciętej od O do t_1 (rys. 5) wynosi

$$\Phi(t_1) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{t_1} e^{-\frac{t^2}{2}}\, dt \qquad [7]$$

[1]) „a priori" t. zn. na podstawie przyjętych z góry założeń.



Rys. 7. Pole A jest równe częstości zmiennej x w granicach od $x = x_1 < \bar{x}$ (czyli $t_1 = \frac{x_1 - \bar{x}}{\sigma} < 0$) do $x = x_2 > \bar{x}$ (czyli $t_2 = \frac{x_2 - \bar{x}}{\sigma} > 0$)

Z punktu widzenia statystyki całka ta jest równa częstości zmiennej x w granicach od $\bar{x}$ do x_1, przy czym $t_1 = \frac{x_1 - \bar{x}}{\sigma}$, a σ jest rozbieżnością średnią. Z punku widzenia zaś rachunku prawdopodobieństwa całka ta wyraża prawdopodobieństwo, że zmienna x dla dowolnego przedmiotu w zbiorowości ogólnej o średniej rozbieżności σ, jest zawarta w granicach od $\bar{x}$ do x_1.

Dla $t_1 = +\infty$ lub $t_1 = -\infty$ otrzymujemy $\Phi(t_1) = 0{,}5$. Całka w granicach od $-\infty$ do $+\infty$ jest oczywiście $= 1$, gdyż w tych granicach są zawarte wszystkie wartości zmiennej x.

Całka [7] w granicach od t_1 do $t_2 > t_1$ (rys. 6 i 7) wynosi

$$\Phi(t_1, t_2) = \Phi|t_2| \mp \Phi|t_1|,$$

przy czym znak — obowiązuje, gdy $t_1 > 0$, zaś znak +, gdy $t_1 < 0$, $t_2 > 0$.

Tablica II podaje niektóre wartości $\varphi(t)$ oraz $\Phi(t)$.

Przy wykreślaniu krzywej *Gaussa* przyjmujemy rzędne jako proporcjonalne (w dowolnej skali) do $\varphi(t)$.

Jeżeli daną linię liczebności (rys. 1) chcemy zastąpić krzywą *Gaussa* o takiej samej wartości σ (na rys. 1 — linia przerywana), to postępujemy w ten sposób: obliczamy pole linii liczebności,

TABLICA II.

Wartości $\varphi(t)$ i $\Phi(t)$

t	$\varphi(t)$	$\Phi(t)$	t	$\varphi(t)$	$\Phi(t)$	t	$\varphi(t)$	$\Phi(t)$
0,0	0,3989	0,0000	1,1	0,2179	0,3643	2,1	0,0440	0,4821
0,1	0,3970	0,0398	1,2	0,1942	0,3849	2,2	0,0355	0,4861
0,2	0,3910	0,0793	1,3	0,1714	0,4032	2,3	0,0283	0,4893
0,3	0,3814	0,1179	1,4	0,1497	0,4192	2,4	0,0224	0,4918
0,4	0,3683	0,1554	1,5	0,1295	0,4332	2,5	0,0175	0,4938
0,5	0,3521	0,1915	1,6	0,1109	0,4452	2,6	0,0136	0,4953
0,6	0,3332	0,2257	1,7	0,0940	0,4554	2,7	0,0104	0,4965
0,7	0,3123	0,2580	1,8	0,0790	0,4641	2,8	0,0079	0,4974
0,8	0,2897	0,2881	1,9	0,0656	0,4713	2,9	0,0060	0,4981
0,9	0,2661	0,3159	2,0	0,0540	0,4772	3,0	0,0044	0,49865
1,0	0,2420	0,3413				4,0	0,00014	0,49997

mnożąc sumę długości wszystkich rzędnych y przez długość przedziału Δx. Przypuśćmy, że pole to wynosi F mm². Jeżeli rozbieżność średnia w przyjętej skali x wyraża się na rysunku długością σ'mm to długość rzędnej krzywej Gaussa jest

$$y = \frac{F}{\sqrt{2\pi}\,\sigma'}\,e^{-\frac{t^2}{2}} = \frac{F}{\sigma'}\,\varphi(t)\ \text{mm},$$

zaś

$$y_{max} = 0{,}3989\,\frac{F}{\sigma'}\ \text{mm}.$$

W naszym przykładzie $\sigma = 0{,}013$ mm, skala x jest 2000 mm : 1 mm czyli $\sigma' = 26$ mm, pole linii liczebności $F = 504 \cdot 1{,}5\ \text{mm} \cdot 10\ \text{mm} = 7560\ \text{mm}^2$, zatem $y_{max} = \frac{7560}{26} \cdot 0{,}3989 = 116$ mm. Dla $t = 1{,}5$ czyli $x = 30{,}026$ mm, mamy $y = \frac{7560}{26} \cdot 0{,}1295 = 37{,}7$ mm itd.

Sposób posługiwania się tablicą $\Phi(t)$ wyjaśnia następujący przykład: jeżeli np. x przedstawia zmienne wartości pewnego wymiaru w zbiorowości przedmiotów (w mm), przy czym wiemy, że 1) wartości te rozkładają się według prawa *Gaussa*, 2) przeciętna wartość tego wymiaru jest $\bar{x} = 30{,}006$ mm, 3) rozbieżność średnia tych wymiarów wynosi $\sigma = 0{,}013$ mm, to częstość wymiaru x w granicach np. od $x_1 = 29{,}985$ mm do $x_2 = 30{,}010$ mm obliczymy jak następuje:

$$x_1 - \bar{x} = 29{,}985 - 30{,}006 = -0{,}021\ \text{mm};$$

$$x_2 - \bar{x} = 30{,}010 - 30{,}006 = 0{,}004\ \text{mm};$$

$$t_1 = \frac{x_1 - \bar{x}}{\sigma} = -\frac{0{,}021}{0{,}013} = -1{,}62;$$

$$t_2 = \frac{x_2 - \bar{x}}{\sigma} = \frac{0{,}004}{0{,}013} = 0{,}31;$$

odczytujemy z tablicy $\Phi(t_1) = -0{,}447$; $\Phi(t_2) = 0{,}122$, zatem szukana częstość $f = \Phi(t_2) + \Phi(t_1) = 0{,}122 + 0{,}447 = 0{,}569$.

Sumując bezpośrednio z tablicy I liczebności $y_4 \div y_8$ otrzymalibyśmy $\sum_{i=4}^{8} y_i = 271$, zatem w granicach x od 29,985 mm do 30,010 mm wypada na podstawie zaobserwowanego rozkładu

$$f_1 = \frac{271}{504} = 0{,}538$$

ogółu wałków. Różnica pomiędzy f i f_1 wynika stąd, że rozkład częstości wg tabl. I nie odpowiada ściśle rozkładowi normalnemu, który dla tej samej średniej rozbieżności $\sigma = 0{,}013$ mm jest przedstawiony na rys. 1 linią przerywaną.

Jakkolwiek rzeczywiste rozkłady częstości odbiegają mniej lub więcej od rozkładu normalnego (np. mamy naogół pewną asymetrię krzywej, wolniejsze zbliżanie się do osi odciętych w okolicy małych wartości rzędnych itp.), to jednak można zwykle przyjmować z dostateczną dokładnością rozkład normalny zamiast rozkładu rzeczywistego. Na tej też podstawie są obliczone rozmaite tablice i współczynniki, mające zastosowanie w statystycznej kontroli produkcji.

Jeśli np. na podstawie długotrwałych obserwacyj stwierdzono, że średnia rozbieżność średnic wałków wykonanych w danym warsztacie wynosi, tak jak poprzednio obliczono, $\sigma = 0{,}013$ mm, przy czym jest tendencja do wypuszczania przez warsztat wałków o średnicy przeciętnie większej o 0,006 mm od średnicy nominalnej 30,000 mm i jeżeli przyjmiemy tolerancję $\pm$ 0,025 mm (w stosunku do 30,000 mm) to częstość średnic w granicach tolerancyj obliczymy jak poprzednio: $x_1 - \bar{x} = 29{,}975 - 30{,}006 = -0{,}031$ mm; $x_2 - \bar{x} = 30{,}025 - 30{,}006 = +0{,}019$ mm; $t_1 = -\frac{0{,}031}{0{,}013} = -2{,}38$; $t_2 = \frac{0{,}019}{0{,}013} = 1{,}46$; $f = \Phi(t_2) + \Phi(t_1) = 0{,}428 + 0{,}490 = 0{,}918$.

Zatem najbardziej prawdopodobna liczba braków będzie $(1 - 0{,}918)\,N = 0{,}082\,N$, gdzie N ogólna liczba wałków w serii. Przy $N = 504$, ta liczba braków, obliczona a priori $= 41{,}3 \approx 41$, podczas, gdy zaobserwowana liczba $= 2 + 33 + 11 + 1 = 47$.

7. Maksymalna rozbieżność.

Według tablicy II łatwo można obliczyć częstość f wypadków, gdy odchylenie wartości x od przeciętnej $\bar{x}$ nie przekracza wartości rozbieżności średniej ($\pm\,\sigma$), albo wartości dwukrotnie większej ($\pm\,2\,\sigma$), albo wreszcie trzykrotnie większej ($\pm\,3\,\sigma$) (rys. 5). Odpowiednie wartości t wynoszą kolejno $\pm$ 1; $\pm$ 2; $\pm$ 3. Te częstości są podane w tabl. III, gdzie w kol. 3 zamieszczono poza tym częstości przekroczenia powyższych wartości, wyrażające się polami krzywej *Gaussa* nazewnątrz granicznych rzędnych. Widzimy, że te ostatnie częstości w % wynoszą kolejno 31,73%; 4,55%; 0,27%, czyli że wypadki przekroczenia powyższych granic odchyleń zajdą odpowiednio 1 raz na 3, 1 raz na 22, 1 raz na 370.

TABLICA III.

t	f	$1-f$
1	0,6827	0,3173
2	0,9545	0,0455
3	0,9973	0,0027

Mówiąc językiem rachunku prawdopodobieństwa znaczy to np., że w naszym przykładzie p. 2, gdzie $\sigma = 0{,}013$ mm *a priori* jest najbardziej prawdopodobne, że na 370 wykonanych wałków znajdzie się 1, w których odchylenie średnicy od wartości 30,006 mm przekroczy $\pm\,3\,\sigma = \pm\,0{,}039$ mm, czyli będzie ona mniejsza od 29,967 mm lub większa od 30,045 mm. Z danych tabl. I widać, że w konkretnej próbie na 504 sprawdzone wałki nie zdarzyło się to ani razu.

Częstość przekroczenia odchylenia od przeciętnej $= \pm\,3\,\sigma$ jest więc tak mała, że z dostatecznym przybliżeniem można uważać tę wartość za mak-

symalne odchylenie (choć teoretycznie zgodnie z założeniem prawa *Gaussa* odchylenia te mogą być nieograniczone). Nieraz przyjmowana bywa jako maksymalna wartość odchylenia $+2{,}5\ \sigma$, albo (np. według normy angielskiej B. S. 600) $\pm 3{,}09\ \sigma$. Ta ostatnia wartość jest uzasadniona tym, że prawdopodobieństwo przekroczenia takiego odchylenia wynosi dokładnie 0,2%. Będziemy jednak stali na gruncie normy amerykańskiej Z. 1.3, która opiera się na wartości $\pm 3\ \sigma$.

8. Granice rozbieżności parametrów rozkładu częstości.

Przypuśćmy, że ze zbiorowości ogólnej *N* przedmiotów, których rozpatrywana cecha *x* (w naszym przykładzie średnica wałków), charakteryzuje się średnią rozbieżnością $\sigma(x)$. — wzięto szereg zbiorowości próbnych (lub „prób") po *n* przedmiotów. Każda z tych prób posiada swoją wartość przeciętną $\bar{x}$, swoją średnią rozbieżność $s(x)$ oraz swój obszar zmienności $R(x)$. Zbiór wartości $\bar{x}$, *s*, *R* tego szeregu prób ma znów swoje rozbieżności $\sigma(\bar{x})$, $\sigma(s)$, $\sigma(R)$. Jako maksymalne wartości tych rozbieżności przyjmuje się (w myśl p. 7) 3-krotne wartość średnich rozbieżności. Statystyczna kontrola produkcji opiera się na założeniu, że jeżeli w dokonanej próbie zostanie stwierdzone, iż którykolwiek z parametrów rozkładu częstości (wartość przeciętna próby $\bar{x}$, średnia rozbieżność *s*, obszar zmienności *R*) wykracza po za wartości graniczne określone jego maksymalną rozbieżnością lub systematycznie dąży do tych granic, to oznacza to, że zaszło zakłócenie „stanu równowagi statystycznej" (p. 1) i należy dokonać wglądu w proces produkcyjny, tj. w przebieg operacyj.

Ten sposób kontroli przez śledzenie zmian parametrów można porównać z obserwacją termometru w procesie metalurgicznym.

Sposób wyznaczania granic zmian parametrów podamy w p. 10.

9. Wykresy punktowe.

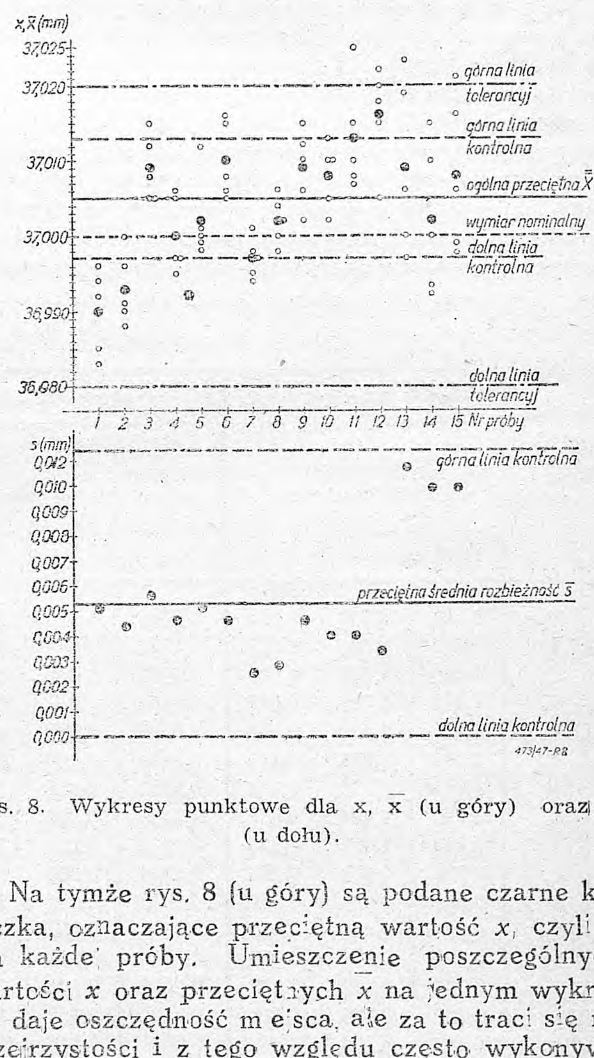
Wykreślenie krzywej rozkładu częstości lub analiza liczbowych danych rozkładu pozwala uzyskać dane o stanie parametrów statystycznych. Porównywując szereg takich krzywych z różnych okresów czasu otrzymujemy też dane o „dynamice" tych parametrów. Ten sposób kontroli wymaga jednak wielkiej liczby obserwacyj i długiego czasu. Wnioski otrzymane tą drogą byłyby często spóźnione i nie spełniałyby zapobiegawczej roli kontroli: ostrzeżenia w porę o obniżaniu się jakości produkcji. Potrzebna jest więc metoda, oparta na szybkim wnioskowaniu z seryj nielicznych prób.

Takie natychmiastowe wykorzystanie danych statystycznych ułatwiają niezmiernie proste *wykresy punktowe (dot diagrams)*, rozpowszechnione w Ameryce i Anglii.

Wykresy takie wykonywa się oddzielnie dla każdego parametru $\bar{x}$, *s*, *R*, przy czym zwykle tylko 2 z nich: $\bar{x}$ i *s*, lub $\bar{x}$ i *R*, rzadziej dla wszystkich trzech. Ze względu na łatwość obliczeń raczej parametr *R* jest faworyzowany.

Sposób sporządzenia takich wykresów wyjaśnia rysunek 8. Przykład dotyczy obróbki pewnej części, której jakiś wymiar nominalny ma być 37,000 mm, a tolerancja tego wymiaru wynosi $\pm$ 0,020 mm. Do kontroli brano każdorazowo po 5 przedmiotów. 15 prób odpowiadało wykonanej partii, np. produkcji jednego dnia.

Wykresem wyjściowym jest wykres wartości zmiennej *x* (tj. owego wymiaru) dla kolejnych przedmiotów wziętych do próby. Taki wykres mamy na rys. 8 (u góry). Na poziomej osi znajduje się skala bądź kolejnych numerów prób, bądź czasu. W danym przykładzie liczby 1... 5... 15 oznaczają numer próby. Zresztą mogą być skale obu rodzajów jednocześnie. Na osi pionowej jest skala wartości *x*, będących przedmiotem badania statystycznego. Wartość *x* dla każdego przedmiotu podano w postaci niezaczernionego kółeczka.



Rys. 8. Wykresy punktowe dla x, $\bar{x}$ (u góry) oraz s (u dołu).

Na tymże rys. 8 (u góry) są podane czarne kółeczka, oznaczające przeciętną wartość *x*, czyli $\bar{x}$ dla każdej próby. Umieszczenie poszczególnych wartości *x* oraz przeciętnych $\bar{x}$ na jednym wykresie daje oszczędność miejsca, ale za to traci się na przejrzystości i z tego względu często wykonywa się oba wykresy oddzielnie lub też wykresu dla poszczególnych wartości *x* w ogóle się nie wykonywa, ograniczając się do wartości tablicowych $\bar{x}$ (por. przykład w p. 12).

Pozioma linia ciągła na rys. 8 (u góry) jest linią podstawową i odpowiada ogólnej przeciętnej $\bar{\bar{x}}$, tj. przeciętnej wszystkich wartości $\bar{x}$. Jeżeli są znane i z góry zadane wartości standartowe $\bar{x}$ (wymiar

nominalny) oraz średnia rozbieżność σ, to zamiast $\bar{x}$ przyjmuje się tę wartość standartową.

Po obu stronach linii podstawowej znajdują się 2 linie przerywane, odpowiadające wspomnianym w p. 8 maksymalnym rozbieżnościom wartości przeciętnej $\bar{x}$. Odległość ich od linii podstawowej wynosi więc $\pm\ 3\ \sigma(\bar{x})$.

Te linie przerywane, mające zasadnicze znaczenie dla kontroli, nazywają się *liniami kontrolnymi (control limits)*. Nieraz Amerykanie nazywają te linie też liniami działania *(action limits)*, gdyż wskazują one, kiedy zachodzi konieczność interwencji technicznej. Gdy mianowicie okaże się, że jakiś punkt $\bar{x}$ wykracza poza linię kontrolną, albo też daje się zauważyć tendencja do jej przekroczenia, to nasuwa to przypuszczenie o powstaniu pewnych przyczyn, wykraczających poza ramy drobnych zakłóceń przypadkowych. Świadczy to o tym, że „stan równowagi statystycznej" został zachwiany.

Na rys. 8 (u góry) oprócz linij kontrolnych są zamieszczone jeszcze dwie proste, wykreślone linią kreska—kropka. Położenie ich odpowiada zadanym tolerancjom, ustalonym zgodnie z normami, warunkami dostawy lub tp. Proste te nazywają się *liniami tolerancyj (tolerance limits, specification limits, engineering limits, accuracy limits)*.

Poza te linie nie może wykroczyć wartość x dla jakiegokolwiek indywidualnego przedmiotu; jeśli wykroczy — to przedmiot musi być zbrakowany. Jednak linie te nie mają bezpośredniego znaczenia dla kontroli, jak linie kontrolne. Przekroczenie dla indywidualnych przedmiotów linij kontrolnych nie powoduje zbrakowania tych przedmiotów (o ile jednocześnie nie są przekroczone linie tolerancji).

Na rys. 8 (u dołu) pokazany jest wykres punktowy dla średniej rozbieżności prób s. Dla każdej próby, t. j. w danym przykładzie dla każdych 5 przedmiotów wyznacza się średnią rozbieżność s podobnie jak σ w p. 2. Wyznaczamy więc dla każdego przedmiotu $x-\bar{x}$, obliczamy $(x-\bar{x})^2$, sumujemy te kwadraty dla wszystkich przedmiotów w próbie i dzielimy przez liczbę tych przedmiotów. Pierwiastek kwadratowy z otrzymanej liczby $= s$. Stąd otrzymamy szereg punktów, widocznych na rys. 8 (u dołu). Przeciętna wszystkich wartości s dla całej partii, czyli $\bar{s}$, wyznacza linię ciągłą, podaną na tym wykresie. O ile wartość tej przeciętnej rozbieżności jest z góry zadana, to zastępuje ona obliczoną wartość $\bar{s}$. Na tym wykresie są podane też linie kontrolne, o takim samym znaczeniu jak linie kontrolne dla wartości przeciętnych $\bar{x}$, odpowiadające również maksymalnym rozbieżnościom wartości s. Sposób ich wyznaczenia podamy w p. 10.

W podobny sposób wykonywa się wykresy punktowe obszaru zmienności R (por. przykład w p. 12).

Tablica IV. Współczynniki dla linij podstawowych i kontrolnych.

Liczba przedmiotów w próbie	Wykres przeciętnych $\bar{x}$			Wykres średnich rozbieżności s					Wykres obszarów zmienności R				
	Współczynniki dla linij kontrolnych			Wsp. dla linii podst.	Współczynniki dla linij kontrolnych				Wsp. dla linii podst.	Współczynniki dla linij kontrolnych			
n	A	A_1	A_2	c_n	B_1	B_2	B_3	B_4	d_n	D_1	D_2	D_3	D_4
2	2,121	3,759	1,880	0,5642	0	2,064	0	3,658	1,128	0	3,686	0	3,268
3	1,732	2,394	1,023	0,7236	0	1,948	0	2,692	1,693	0	4,358	0	2,574
4	1,500	1,880	0,729	0,7979	0	1,859	0	2,330	2,059	0	4,698	0	2,282
5	1,342	1,596	0,577	0,8407	0	1,789	0	2,128	2,326	0	4,918	0	2,114
6	1,225	1,410	0,483	0,8686	0,003	1,735	0,003	1,997	2,534	0	5,078	0	2,004
7	1,134	1,277	0,419	0,8882	0,086	1,690	0,097	1,903	2,704	0,205	5,203	0,076	1,924
8	1,061	1,175	0,373	0,9027	0,153	1,653	0,169	1,831	2,847	0,387	5,307	0,136	1,864
9	1,000	1,094	0,337	0,9139	0,207	1,621	0,227	1,774	2,970	0,546	5,394	0,184	1,816
10	0,949	1,028	0,308	0,9228	0,252	1,594	0,273	1,727	3,078	0,687	5,469	0,223	1,777
11	0,905	0,973	0,285	0,9300	0,290	1,570	0,312	1,688	3,173	0,812	5,534	0,259	1,744
12	0,866	0,925	0,266	0,9359	0,324	1,548	0,346	1,654	3,258	0,925	5,593	0,284	1,717
13	0,832	0,884	0,249	0,9410	0,353	1,529	0,375	1,625	3,336	1,026	5,646	0,308	1,692
14	0,802	0,848	0,235	0,9453	0,378	1,512	0,400	1,599	3,407	1,121	5,693	0,329	1,671
15	0,775	0,817	0,223	0,9490	0,401	1,497	0,423	1,577	3,472	1,207	5,737	0,348	1,652
16	0,750	0,788		0,9523	0,422	1,483	0,443	1,557					
17	0,728	0,762		0,9551	0,441	1,470	0,462	1,539					
18	0,707	0,738		0,9577	0,458	1,458	0,478	1,522					
19	0,688	0,717		0,9599	0,473	1,447	0,493	1,507					
20	0,671	0,698		0,9619	0,488	1,436	0,507	1,493					
21	0,655	0,680		0,9638	0,501	1,427	0,520	1,481					
22	0,639	0,662		0,9655	0,513	1,418	0,531	1,469					
23	0,626	0,647		0,9670	0,525	1,409	0,543	1,457					
24	0,612	0,632		0,9684	0,535	1,401	0,552	1,447					
25	0,600	0,619		0,9697	0,545	1,391	0,562	1,438					

Z rys. 8 można wyprowadzić następujące wnioski: w próbach Nr 1 i 2 zaszło przekroczenie dolnej linii kontrolnej, maszyna została wyregulowana, po czym dalsze punkty aż do próby Nr 12 znajdowały się w granicach linij kontrolnych. Średnia rozbieżność s, która aż do próby Nr 12 zawierała się w dość ciasnych granicach, wzrosła nagle przy próbach Nr 13, 14 i 15, zbliżając się do górnej granicy. Prawdopodobnie w maszynie powstały luzy lub t. p. zmiany, wymagające interwencji technicznej. Cztery przedmioty w próbach Nr 11 ÷ 15, dla których x wykracza poza górną granicę tolerancji, powinny być zbrakowane.

10. Wyznaczanie linij kontrolnych wykresów punktowych według normy USA

a) Rozpatrzymy naprzód wypadek, gdy wartości $\bar{x}$ i $\sigma(x)$ dla całej produkcji są z góry zadane. W wykresie punktowym przeciętnych wartości zmiennej x rysujemy najpierw linię podstawową, odpowiadającą tej zadanej wartości $\bar{x}$. Dla linij kontrolnych dolnej (wskaźnik d) i górnej (wskaźnik g) mamy

$$\bar{x}_d = \bar{x} - A\sigma, \quad \bar{x}_g = \bar{x} + A\sigma \qquad [8],$$

gdzie

$$A = \frac{3}{\sqrt{n}},$$

przy czym n jest liczbą przedmiotów w zbiorowości próbnej, a 3 jest współczynnikiem rozbieżności maksymalnej (p. 7). Dla $n \leqslant 25$ wartości A bierzemy wprost z tabl. IV.

Dalej przystępujemy do wykresu wartości $s(x)$ — średnich rozbieżności poszczególnych zbiorowości próbnych.

Dla linii podstawowej mamy

$$\bar{s} = c_n \sigma \quad . \; . \; . \; . \; . \qquad [9],$$

gdzie c_n dla $n \leqslant 25$ bierzemy z tabl. IV, a dla $n > 25$ przyjmujemy $c_n = 1$ tzn. przeciętną rozbieżność średnią zbiorowości próbnych utożsamiamy z rozbieżnością średnią zbiorowości ogólnej.

Dla linij kontrolnych wykresu $s(x)$ otrzymujemy

$$\bar{s}_d = B_1 \sigma; \quad \bar{s}_g = B_2 \sigma \quad . \; . \qquad [10],$$

gdzie wartości

$$B_1 = c_n - \frac{3}{\sqrt{2n}}; \quad B_2 = c_n + \frac{3}{\sqrt{2n}},$$

dla $n \leqslant 25$ bierzemy znów z tabl. IV.

Gdy B_1 z powyższego wzoru wypada < 0 (dla prób o małych liczebnościach), to przyjmuje się $B_1 = 0$.

Jeżeli jako parametr statystyczny obieramy obszar zmienności $R(x)$, to wyznaczamy najpierw przeciętną wartość $\bar{R}$ dla seryj zbiorowości próbnych:

$$\bar{R} = d_n \sigma \quad . \; . \; . \; . \; . \qquad [11]$$

gdzie wartości d_n dla $n \leqslant 15$ są w tabl. IV.

Dla linij kontrolnych wykresu $R(x)$ mamy

$$\bar{R}_d = D_1 \sigma; \quad \bar{R}_g = D_2 \sigma \quad . \; . \qquad [12],$$

gdzie znów wartości D_1 i D_2 bierzemy z tabl. IV.

b) W drugim wypadku, gdy wartości $\bar{x}$ i $\sigma(x)$ nie są zadane, zastępujemy je wartościami wziętymi z doświadczenia. Zamiast apriorycznej wartości $\bar{x}$ przyjmujemy przeciętną $\bar{\bar{x}}$, utworzoną z przeciętnych $\bar{x}$ dla poszczególnych prób czyli *ogólną przeciętną (grand average)* wszystkich wartości x.

Zamiast apriorycznej wartości σ przyjmujemy przeciętną $\bar{s}$, utworzoną z wartości s średnich rozbieżności poszczególnych prób. Następnie kreślimy dwa wykresy punktowe dla $\bar{x}$ i s, przyczym liniom podstawowym odpowiadają wartości $\bar{\bar{x}}$ i $\bar{s}$.

Dla linij kontrolnych mamy

1) przy liczebnościach prób $n > 25$

$$\bar{x}_d = \bar{\bar{x}} - A\bar{s}; \quad \bar{x}_g = \bar{\bar{x}} + A\bar{s} \qquad [13],$$

gdzie A ma to samo znaczenie co poprzednio oraz

$$\bar{s}_d = \bar{s}\left(1 - \frac{A}{\sqrt{2}}\right); \quad \bar{s}_g = \bar{s}\left(1 + \frac{A}{\sqrt{2}}\right) \qquad [14],$$

2) przy liczebnościach prób $10 < n \leqslant 25$

$$\bar{x}_d = \bar{\bar{x}} - A_1 \bar{s}; \quad \bar{x}_g = \bar{\bar{x}} + A_1 \bar{s} \qquad [15],$$

$$\bar{s}_d = B_3 \bar{s}; \quad \bar{s}_g = B_4 \bar{s} \quad . \; . \qquad [16],$$

gdzie A_1, B_3 i B_4 należy brać z tabl. IV.

Przy liczebnościach prób $n < 10$, które często się spotyka, zwłaszcza, gdy próba jest związana ze zniszczeniem przedmiotu, stosuje się zwykle jako parametry: przeciętną $\bar{x}$ oraz obszar zmienności $R(x)$.

Dla linii podstawowej wykresu R przyjmujemy przeciętną $\bar{R}$. Wtedy dla linij kontrolnych wykresu x otrzymujemy

$$\bar{x}_d = \bar{\bar{x}} - A_2 \bar{R}; \quad \bar{x}_g = \bar{\bar{x}} + A_2 \bar{R} \qquad [17],$$

zaś dla linij kontrolnych wykresu R

$$\bar{R}_d = D_3 \,.\, \bar{R}; \quad \bar{R}_g = D_4 \,.\, \bar{R} \quad . \qquad [18],$$

wartości A_2, D_3, D_4 są podane w tabl. IV.

11. Wykres punktowy dla stosunkowej liczby braków jako parametru.

Zmienną x w dotychczasowych rozważaniach były różne cechy przedmiotów mierzone jednostkami fizycznymi, np. średnice zbioru wałków, siła światła zbioru żarówek, wytrzymałość na rozerwanie zbioru prętów itd.; dla każdego przedmiotu obrana cecha była wyznaczana ilościowo.

Często jednak jedyną cechą stanowiącą podstawę oceny jakości produkcji jest *stosunkowa liczba braków w próbie (fraction defective)* p_i czyli stosunek liczby zbrakowanych przedmiotów do ogólnej liczby przedmiotów n_i w próbie albo *procentowa liczba braków (percentage defective)* $100\ p_i$ albo wreszcie *liczba braków (number of defectives)* $p_i n$.

W ten sposób może być np. określana jakość produkcji na podstawie kontroli sprawdzianami granicznymi, kiedy o każdym przedmiocie wiemy tylko, czy odpowiada wymaganiom czy nie odpowiada; podobnie przy ocenie na podstawie oględzin zewnętrznych itd.

Wykres punktowy dla stosunkowej liczby braków p jako parametru wykonywa się analogicznie jak dla parametrów $\bar{x}$, $\bar{\sigma}$, $\bar{R}$.

a) Gdy przeciętna stosunkowa liczba braków w całości produkcji jest z góry zadana jako $= \bar{p}$, to rysujemy linię podstawową dla tej wartości.

Ponieważ, jak wynika z teorii, średnia rozbieżność wartości p wynosi

$$\sigma(p) \approx \sqrt{\frac{p(1-p)}{n}}\ . \quad [19],$$

gdzie n — liczebność próby, to dla linii kontrolnych mamy

$$p_d = p - 3\sqrt{\frac{p(1-p)}{n}};\quad p_g = p + 3\sqrt{\frac{p(1-p)}{n}} \quad [20],$$

Możemy też wykonać wykres punktowy dla liczby braków pn; wtedy linia podstawowa odpowiada z góry zadanej przeciętnej liczbie braków pn dla całości produkcji, a dla dolnej i górnej linii kontrolnej mamy

$$(pn)_d = pn - 3\sqrt{pn(1-p)}\ ;$$

$$(pn)_g = pn + 3\sqrt{pn(1-p)}\ . \quad . \quad [21],$$

b) Gdy przeciętna stosunkowa liczba braków w całości produkcji nie jest wiadoma, wtedy wyznaczamy ją w przybliżeniu, jako przeciętną z szeregu prób

$$\bar{p} = \frac{\sum_{i=1}^{k} p_i n_i}{N} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad [22],$$

Licznik oznacza tu sumę liczb braków we wszystkich k próbach, mianownik — liczebność wszystkich prób.

Odpowiednio do tej wartości $\bar{p}$ wyznacza się następnie linie kontrolne według (20), gdzie $p = \bar{p}$.

Przy stosowaniu p wzgl. pn jako parametru, powinien być spełniony warunek $pn \geq 4$.

12. Przykład.

Rys. 9 przedstawia arkusz kontrolny dotyczący toczenia wałków na określonej tokarce. Co 15 minut z wykonanych przedmiotów brane są próby po 5 sztuk i mierzone ich średnice, wpisywane do arkusza. Jako parametrów użyto $\bar{x}$, $\bar{R}$ i zastosowano obliczenie według p. 10 b.

W danym razie $n = 5$, a więc < 10; w tabl. IV znajdujemy $A_2 = 0{,}577$; $D_3 = 0$; $D_4 = 2{,}114$.

Korzystając z danych arkusza kontrolnego, obliczamy

$$\bar{x}_d = 68{,}79 - 0{,}577 \cdot 0{,}06 = 68{,}76 \text{ mm},$$

$$\bar{x}_g = 68{,}79 + 0{,}577 \cdot 0{,}06 = 68{,}82 \text{ mm},$$

$$\bar{R}_d = 0;\ \bar{R}_g = 2{,}114 \cdot 0{,}06 = 0{,}12 \text{ mm}.$$

Wykonywamy następnie wykresy dla x, $\bar{x}$, R (rys. 10). Z wykresów widać, że obszar zmienności, a więc i rozbieżność wyników poszczególnych prób mają charakter przypadkowy, mieszczą się w granicach kontrolnych i nie nasuwają zastrzeżeń. Natomiast wykres $\bar{x}$ wskazuje stałą tendencję ku wzrostowi wymiaru. Po 2-ej próbie, kiedy nastąpiło już przekroczenie górnej linii tolerancyj, tokarka została wyregulowana. Właściwie powinno to było być dokonane 15 minut wcześniej; wskutek opóźnienia cała seria wykonana w międzyczasie musiała być poddana próbie 100%-wej.

Arkusz kontroli

Nr części: 247

Nr partii: 3 . Obrabiarka: Tok Nr 26 Oddział: 4

Robotnik: J. Wysocki Data: 10. 11. 47 Kontroler: T. Nawrocki

Wymiar nom.: 68,75 mm Tolerancja: ± 0,15 mm

Ogólna przeciętna $\bar{\bar{x}}$: 68,79 mm

Przeciętny obszar zmienności $\bar{R}$: 0,06 mm

Linie kontrolne przeciętnej . dolna: $\bar{\bar{x}}_d$: 68,76 mm

górna: $\bar{\bar{x}}_g$: 68,82 mm

Linie kontrolne obszaru zmienności: dolna $\bar{R}_d$: 0,00 mm

górna $\bar{R}_g$: 0,12 mm

Największy wymiar w tej partii: 69,05 mm

Najmniejszy " " " : 68,67 mm

Tendencja: liczba przeciętnych poniżej wym. nom.: 5

" " powyżej " " : 10

Uwagi: Tendencja obróbki powyżej wymiaru nominalnego

Nr próby	Czas	Sztuka 1	Sztuka 2	Sztuka 3	Sztuka 4	Sztuka 5	Suma Σx	Przeciętna $\bar{x} = \frac{\Sigma x}{5}$	Obszar zmienności R
1	9.00	68.90	68,96	68,93	68,86	68,93	344,58	68,92	0,10
2	9.15	69.01	69,01	69,01	68,98	69,05*)	345,06	69,01	0,07
3	9.30	68.74	68,73	68,74	68,74	68,71	343,66	68,73	0,03
4	9.45	68.69	68,73	68,70	68,67	68,68	343,47	68,69	0,06
5	10.00	68.72	68,67	68,67	68,68	68,72	343,46	68,69	0,05
6	10.15	68.73	68,74	68,76	68,74	68,75	343,72	68,74	0,03
7	10.45	68.80	68,78	68,74	68,70	68,76	343,78	68,76	0,10
8	11.00	68.81	68,81	68,82	68,83	68,80	344,07	68,81	0,03
9	11.15	68.73	68,74	68,71	68,76	68,75	343,69	68,74	0,05
10	11.30	68.72	68,76	68,77	68,75	68,80	343,80	68,76	0,08
11	11.45	68.80	68,79	68,83	68,82	68,81	344,05	68,81	0,04
12	13.00	68.78	68,76	68,81	68,78	68,77	343,90	68,78	0,05
13	13.15	68.80	68,81	68,80	68,83	68,82	344,06	68,81	0,03
14	13.30	68.81	68,80	68,81	68,81	68,82	344,05	68,81	0,02
15	13.45	68.82	68,82	68,89	68,88	68,86	344,27	68,85	0,07
Razem		1031.86	1031,91	1031,99	1031,83	1032,03	5159,62	1031,91	0,81

*) Regulacja narzędzia

Ogólna przeciętna $\bar{\bar{x}} = 68{,}79$; $\bar{R} = 0{,}06$

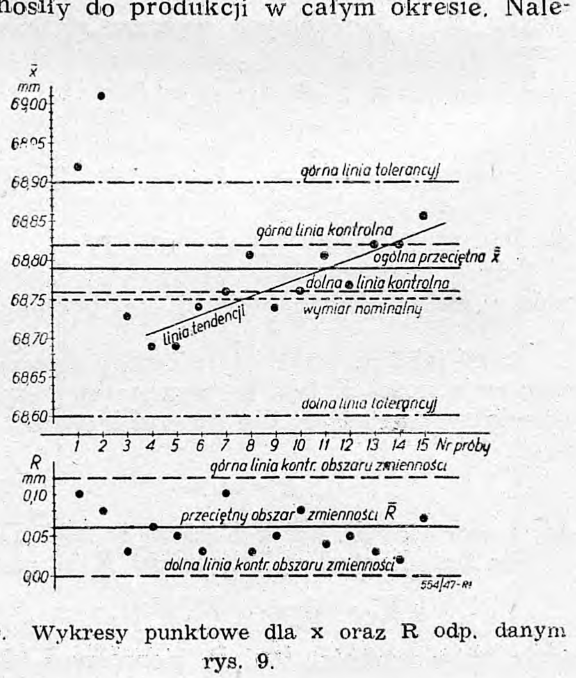
Sprawdzenie $\bar{\bar{x}} = \Sigma \bar{x}/N = \frac{5159{,}62}{75} = 68{,}79$

473/47-R9

Rys. 9. Arkusz kontroli statystycznej.

13. Sposób pobierania prób i ich liczebność.

Próba powinna być pobrana w taki sposób, aby był zapewniony jej reprezentatywny charakter, tj., aby jaknajlepiej odzwierciadlała całość produkcji, która na podstawie tej próby ma być oceniona. Jeżeli próby są brane z ilości przedmiotów gromadzonych np. w magazynie, to może okazać się tendencja do pobierania z miejsc najbardziej dostępnych, wskutek czego próby nie będą się odnosiły do produkcji w całym okresie. Nale-



Rys. 10. Wykresy punktowe dla x oraz R odp. danym rys. 9.

ży więc pobierać próby z różnych miejsc, chociaż byłoby to związane z pewnym utrudnieniem. Poza tym należy unikać pobierania prób w ściśle jednakowych okresach czasu, aby pobieranie to nie zbiegało się z innymi okresowymi czynnikami produkcji. Ponadto przy ścisłej okresowości pobierania próbek nie jest wykluczony wpływ świadomego wpływania na ich jakość przez personel odpowiedzialny za jakość produkcji.

Gdy dane przedmioty są wykonywane równolegle na szeregu maszyn, to w celu umożliwienia bardziej zróżniczkowanej analizy, należy pobierać próbki oddzielnie z każdej maszyny przez porównanie wyników prób; można w ten sposób wykryć indywidualne braki tej czy innej maszyny.

To samo dotyczy równoległej pracy szeregu robotników itp.

Co do liczebności prób, to zależą one od różnych czynników. Jak już wspominaliśmy, w wypadku, gdy chodzi o przedmioty, ulegające zniszczeniu przy próbie (np. przy badaniu drutów oporowych żarówek na czas zużycia), liczebność każdej próby powinna być możliwie mała (4 ÷ 5). Ogólną zasadą może być, że korzystniej jest mieć więcej prób o małych liczebnościach (np. 25 prób po 4 sztuki), niż mało o dużych liczebnościach (np. 4 próby po 25 sztuk).

Liczba prób, na podstawie których można wyprowadzić miarodajne wnioski o procesie produkcyjnym, nie powinna być naogół mniejsza od 10; nie jest też przeważnie celowe, aby była większa od 25.

Szczególnie ostrożnym w wydawaniu sądu trzeba być w wypadkach, gdy parametrem statystycznym jest stosunkowa liczba braków, wobec tego, że liczba ta jest z reguły bardzo mała; jeżeli w próbie (albo nawet w paru próbach) zawierające kilka przedmiotów, nie znajdziemy ani jednego braku, to nie można wyprowadzać stąd wniosku o wysokiej jakości produktu i odwrotnie, stwierdzenie np. 1 braku nie może świadczyć o niskiej jakości. Wspomnieliśmy wyżej, że przy stosowaniu tego kryterium powinno być $pn \geqslant 4$; jeżeli ten warunek, prowadzący przy małym p do znacznej wartości n, nie może być spełniony, to należy zwiększyć liczbę prób.

Powyższy szkic zasad statystycznej kontroli produkcji nie wyczerpuje całości zagadnienia. Pracę tę, dość jednostronną, gdyż opartą głównie na normie amerykańskiej, traktowałem jedynie jako zagajenie do dyskusji w której niewątpliwie zostaną poruszone również tematy przeze mnie pominięte.

Silniki spalinowe w dobie obecnej *)

Prof. dr inż. JERZY DOWKONTT

Najważniejsze zdobycze techniczne z okresu ubiegłej wojny. Wstępne etapy rozwoju turbin spalinowych. Odrzutowe i odrzutowo — śmigłowe silniki lotnicze. Zastosowanie turbin spalinowych do napędu lokomotyw i okrętów. Turbiny spalinowe o obiegu zamkniętym. Postęp w dziedzinie tłokowych silników lotniczych. Paliwa do tłokowych silników spalinowych. Widoki dalszego rozwoju silników spalinowych.

Mając w pamięci postęp techniczny spowodowany pierwszą wojną światową, po ukończeniu drugiej z niecierpliwością oczekiwaliśmy na możność poznania zdobyczy naukowych i technicznych, zawdzięczających swe powstanie temu ogromnemu nakładowi myśli, pracy i środków, jaki został włożony do budowy narzędzi obronnych lub niszczących przez zmagające się społeczeństwa.

Po upływie przeszło dwu lat od zakończenia wojny, po zaznajomieniu się z działaniem tych nowych maszyn i przyrządów, po przestudiowaniu publikacji opisujących podstawy teoretyczne lub doświadczenia wykonane — można stworzyć sobie perspektywę do oceny tych osiągnięć oraz ich zastosowania.

Szeregując według znaczenia i doniosłości te odkrycia, na miejscu pierwszym należałoby postawić rozkład atomu, na drugim telewizję radarową, zaś na trzecim turbinę spalinową.

Pomysł spalinowej turbiny nie jest wcale nowym, gdyż pierwszy patent został udzielony bezmała sto sześćdziesiąt lat temu, w roku 1791 w Anglii — *Janowi Barberowi*. Patent opisywał maszynę, w której sprężona mieszanka gazu z powietrzem po spaleniu jest rozprężona na łopatkach koła turbiny, przyczym działanie oparte jest na wykorzystaniu właściwości gazów — że przy ogrzaniu powiększają swoją objętość. *Barbe* był autorem nazwy „g a z o w e j" turbiny, gdyż jako paliwo zasadnicze podał gaz wytwarzany w piecu koksowniczym, zresztą zastrzegając użycie innych paliw tworzących mieszanki palne z powietrzem, nie wyłączając pyłu węglowego.

Teoretyczne podstawy zamiany ciepła na pracę w silnikach spalinowych stworzyła termodynamika już przed stu laty. Z podstaw tych wynikało, że sprawność zamiany zależy od stosunku najwyższych do najniższych temperatur obiegu, a te znów od stopnia sprężania czynnika przed jego podgrzaniem i stopnia rozprężania po ogrzaniu. To znaczy, że urzeczywistnienie techniczne wymaga istnienia trzech mechanizmów zharmonizowanych — sprężarki, pobierające pracę do sprężania czynnika, komory dostarczającej ciepła, oraz rozprężarki — która oddaje pracę. Elementarnym warunkiem działania silnika jest to, by praca otrzymana w rozprężarce była większą od pracy pobranej przez sprężarkę.

*) Odczyt, wygłoszony na inauguracji roku akad. 1947/48 w Politechnice Łódzkiej.

Z punktu widzenia termodynamiki jest zupełnie obojętnym, czy opisana zamiana ciepła na pracę odbędzie się w sposób okresowy, czy też ciągły. Z punktu widzenia techniki jest to sprawa zasadnicza, gdyż okresowa zamiana ciepła na pracę, dzięki genialnemu pomysłowi *Otto*, który w jednym mechanizmie cylindra silnika tłokowego zespolił wszystkie trzy składowe elementy: sprężarkę, komorę spalania i rozprężarkę — wyprzedziła realizację ciągłej zamiany ciepła na pracę w turbinie o lat pięćdziesiąt.

Przyczyną tego opóźnienia nie był wcale brak zainteresowania, gdyż roczniki urzędów patentowych na przestrzeni wspomnianych, ubiegłych stu sześćdziesięciu lat od pierwszego patentu — przepełnione są najrozmaitszymi odmianami rozwiązań konstrukcyjnych, przy czym działalność wynalazców pobudzona była głównie możliwością zastosowania pyłu węglowego, bardzo taniego w porównaniu z kosztami paliw płynnych.

Opóźnienie wynikało z braku dostatecznie sprawnej sprężarki, której teoria po dziś dzień posiada pewne nie jasności, braku dobrze działającej komory spalania oraz braku stali odpornej na wpływ wysokich temperatur na kole turbiny rozprężającej. Stało się to powodem częstych i dotkliwych rozczarowań przedsiębiorców finansujących wynalazki dla osiągnięcia doraźnego zysku i ostatecznie doszło do tego, że w latach między 1900 a 1920 wynalazcy turbin spalinowych byli traktowani jako plaga techniczna i wyłudzacze pieniędzy a sam pomysł za szkodliwą utopię.

Dwaj wynalazcy z tego okresu, którzy zbudowali pierwsze obracające się własnymi siłami turbiny gazowe: *Karawodin* i *Holzwarth* — pokryli koszta ze środków osobistych. *Karawodin* uruchomił w 1908 roku turbinę o mocy użytecznej około 1,5 konia mechanicznego, ale ponieważ maszyna zużywała siedmiokrotnie więcej paliwa od ówczesnego silnika tłokowego więc finansisty nie znalazł i z braku pieniędzy dalszych prób nad udoskonaleniem zaniechał.

Znacznie dłużej i na większą skalę prowadził swoje doświadczenia *Holzwarth*, który dzięki osobistemu bogactwu prowadził na własny rachunek doświadczenia w ciągu lat dwudziestu.

Żaden z poprzedników *Karawodina* i *Holzwartha*, stosując sprężarkę tłokową, nie mógł uruchomić swojej turbiny, gdyż napęd sprężarki wymagał więcej mocy od otrzymanej z turbiny. *Karawodin* i *Holzwarth* pierwsi użyli sprężarek wirnikowych, których sprawność termodynamiczna i mechaniczna okazały się nieporównanie wyższymi od tłokowych. Komory spalania podówczas posiadały ogromne rozmiary i przez to straty cieplne były duże, zaś sprawność ogólna była bardzo mała, gdyż temperatury przed turbiną z powodu braku stali łopatkowej specjalnej nie przekraczały 450 C.

Wyniki prac *Holzwartha* zostały w końcu przejęte przez firmę *Brown-Boveri* i posłużyły przede wszystkim do konstrukcji kotła parowego „*Velox*", w którym komora spalania i rurociągi gazowe, — obudowane przez *Holzwartha* z konieczności ich chłodzenia płaszczem wodnym — zamieniły się w kotłowe powierzchnie ogrzewalne, zaś turbina i pędzona przez nią sprężarka zeszły do roli zespołu podmuchowego, służącego do utrzymania ciągu kominowego pod wysokim ciśnieniem.

Rozpoczynająca się w 1914 roku wojna przyniosła szybki rozwój lotnictwa; silniki lotnicze traciły moc na wysokości i zainteresowanie władz wojskowych zwróciło się w kierunku udoskonalenia sprężarek odśrodkowych, które dopiero od tego czasu zostały poddane badaniom na właściwym poziomie. W tym samym okresie francuski konstruktor *Rateaux* zaproponował wykorzystanie do napędu tych sprężarek energii gazów odlotowych, uchodzących z cylindra silnika pod stosunkowo dużym ciśnieniem. Zespół taki został od nazwiska wynalazcy nazwany turbosprężarką *Rateaux*. Pomysł był doskonałym, i wyłaniająca się konieczność dostarczenia stali łopatkowej, którąby mogła pracować w temperaturze wydechu ówczesnego niskoprężnego silnika, wynoszącej ponad 800 C, spowodowała studia metalurgów francuskich, w szczególności profesora *Guillet* nad stalami specjalnymi. Zadanie to nie zostało doprowadzone do rozwiązania zadawalającego, gdyż wytworzone pod koniec wojny stale firmy *Impy* wytrzymywały temperaturę niewiele wyższą ponad 600 C i przez to turbosprężarka *Rateaux* nie otrzymała wówczas rozpowszechnienia w lotnictwie.

W każdym razie w wyniku ubiegłej wojny zostały zapoczątkowane poważne prace nad sprężarkami i materiałami łopatkowymi.

Pomysł *Rateaux* został z doskonałym skutkiem zastosowany przez szwajcara *Buchi* do silników wysokoprężnych, których temperatura średnia wydechu jest prawie o 200 C niższą. Uzyskany przez doładowanie przyrost mocy wyniósł 40%, zaś sprawność silnika tak doładowanego stanowi obecnie szczyt w przemianie ciepła na pracę i ostatnio dochodzi do 50%.

W okresie między wojennym prace firmy *Brown-Boveri* nad paleniskiem kotła „*Velox*" który jak wspomniałem — powstał z prototypu turbiny *Holzwartha*, pozwoliły dzięki użyciu wykładziny katalizującej proces palenia się na bardzo zasadnicze zmniejszenie rozmiarów komory spalania, równocześnie zastosowanie doświadczeń i obliczeń aerodynamicznych przy budowie sprężarek wirnikowych pozwoliło na znaczne podniesienie ich sprawności.

Przy tym stanie rozporządzania względnie dobrą sprężarką, małą komorą spalania i stalami wytrzymującymi 625 C w rozmaitych ośrodkach naukowych powstaje — w przededniu wybuchu wojny światowej — paradoksalna myśl zastosowania układu kotła „*Velox*" do bezpośredniego napędu samolotów z wykorzystaniem wspomnianego ciągu kominowego o wysokim ciśnieniu — jako siły odrzutu gazów uchodzących z wielką szybkością.

Jakkolwiek pierwszymi, którzy zbudowali bardzo niedoskonały, ale latający, samolot z silnikiem odrzutowym — byli włosi, drudzy z kolei — bardziej udoskonalony — niemcy, najlepszy anglicy — to sprawę zastąpienia ciężkiego chłodzenia wodnego chłodzeniem powietrznym przez pobra-

nie części powietrza ze sprężarki i przeznaczenie go do opływu wszystkich powierzchni wymagających chłodzenia — rozwiązał już w roku 1936 polski inżynier *Jan Oderfeld* i przez to stworzył możliwość urzeczywistnienia lotniczego silnika odrzutowego.

W r. 1938 docent Politechniki Warszawskiej *Bolesław Szczeniowski* proponował Instytutowi Technicznemu Lotnictwa realizację jego projektu silnika odrzutowego.

Próby studenta Politechniki Warszawskiej *Skipi-Rzepy,* który usiłował na terenie fabryki „*Perkun*", uruchomić zbudowaną przez niego turbinę gazową niewielkiej mocy, zostały przerwane rozpoczynającą się woiną.

Spotykane w silnikach odrzutowych sprężarki odśrodkowe prawdopodobnie będą całkowicie wyparte przez sprężarki osiowe, które dzięki uniknięciu wirów spowodowanych zmianą kierunku strumienia oraz kontrakcją strugi wykazują sprawność o 10% wyższą, pomimo że budowa ich jest trudniejszą i droższą. Poza tym, zastosowanie sprężarki osiowej pozwala na osiągnięcie mniejszej średnicy obrysu silnika.

Jednym z najdoskonalszych w dobie obecnej silnikiem odrzutowym jest silnik „*Nene*", skonstruowany przez firmę Rolls-Royce, o sile uciągu ok. 2270 kG i wadze własnej 726 kG, tzn. że siła uciągu jest przeszło trzy razy większą od ciężaru własnego. Ilość obrotów około 12.000 na minutę. Układ wirujący jest dość sztywno ułożyskowany w kadłubie ze stopu magnezowego; wirnik i łopatki sprężarki dla uniknięcia zbyt wielkiego momentu żyroskopowego są wykonane również z najlżejszych metali. Osłony powietrzne, przegrody i komory — ze stalowej blachy spawanej. Badania nad stalami stopowymi doprowadziły do powstania stali łopatkowych, pozwalającej na temperaturę przed turbiną 670 C; jako paliwo służy nafta oświetleniowa i rozchód jej przy uciągu najwyższym wynosi około 1 kG/kG siły uciągu i godzinę.

Zalety silników odrzutowych polegają na:

— niewybredności na gatunek paliwa,

— taniości budowy,

— ruchu wyłącznie obrotowym, a więc spokojnym i bez drgań,

— uniknięciu śmigła, którego zastosowanie zmusza do wysokich podwozi samolotu, zapobiegających połamaniu śmigła przy jego zetknięciu z ziemią,

— możliwości zastosowania do napędu przy szybkościach ponad dźwiękowych, przy których użycie napędu śmigłowego jest wątpliwym.

Odrębnym, nie mającym zresztą nic wspólnego z ideą turbin spalinowych, rodzajem silnika odrzutowego był stosowany przez niemców w broni *V-1* silnik o odrzucie okresowym, zbudowany w postaci rury rozprężającej, zaopatrzonej z jednego końca w żaluzje, która uchylana pędem do wewnątrz wpuszczała powietrze do rury. Następował wtedy wtrysk lotnego paliwa i wybuchowy zapłon utworzonej palnej mieszanki, wytwarzający miejscowe nadciśnienie, które z jednej strony zamykało żaluzję — z drugiej powodowało wypływ rozprężających się spalin przez otwarty koniec rury. Impuls tego wybuchu powodował przyrost szybkości pocisku w kierunku przeciwnym do wylotu gazów. W momencie ukończenia rozprężenia ciśnienie pędu zewnętrznego powietrza ponownie otwierało żaluzję, rura napełniała się świeżym ładunkiem powietrza, następował wtrysk, zapłon itd.

Sprawność tego silnika była niewielką, ale umieszczony na latającej bombie był przecież przeznaczony na zniszczenie i leciał tylko w jedną stronę do celu, a składając się z rury rozprężającej, żaluzji i zsynchronizowanych z żaluzją pompy paliwowej i iskrownika — był bardzo tani.

Rozruch pocisku *V-1* następował przez wyrzucenie go z katapulty.

Powracając od tej dygresji do właściwych silników odrzutowych, pochodzących od turbiny spalinowej, trzeba zauważyć, że najsłabszą ich stroną jest zagadnienie sprawności — nieodłącznie związanej z szybkością lotu, które powoduje, że stosowanie silników odrzutowych dla szybkości poniżej 800 km na godzinę nie daje żadnych korzyści.

Opory ruchu w zależności od prędkości rosną według krzywej wykładniczej, co przy samolotach pościgowych, dążących do osiągnięcia wielkich szybkości za każdą cenę nie stanowi przeszkody, a więc w tym zastosowaniu silnik odrzutowy jest obecnie bez konkurencji. Natomiast transportowce, które muszą w dalekich przelotach obierać zakres szybkości odpowiadający największej oszczędności paliwa w stosunku do przebytej drogi, przy istniejących obecnie rozmiarach samolotów i opanowanych wysokościach lotu, mają szybkość ekonomiczną poniżej 700 kilometrów na godzinę.

Dla takiego użytkowania silnik odrzutowy został przekonstruowany do postaci turbiny gazowej, napędzającej dwa śmigła wirujące przeciwbieżnie na wspólnej osi, w której wyzyskanie odrzutu gazów spływających z turbiny stanowi tylko 20% ogólnej mocy, zaś 80% pobiera napęd śmigieł. Turbina taka może być uzupełniona regeneratorem ciepła gazów uchodzących z turbiny, które podgrzewają sprężone powietrze idące do komory spalania, przyczym oszczędność paliwa tą drogą uzyskana dochodzi do 20%.

Najefektowniejszym okazem tego rodzaju silników lotniczych jakkolwiek jeszcze bez regeneratora, jest śmigłowo-odrzutowy „*Theseus*" budowany przez firmę *Bristol;* przewidziany do lotów na wysokości 5000 m z szybkością 500 km/godz. Moc na śmigle wynosi 2350 KM, a siła uciągu gazów odrzutowych około 600 kG. Ciężar silnika wynosi około 2000 kG. Rozchód jednostkowy paliwa jest jeszcze bardzo dużym w porównaniu do silników tłokowych, gdyż przekracza 300 gramów/KMh, jednak nieporównanie niższe koszta budowy i możliwość stosowania tańszych paliw sprzyjają zastosowaniu tych silników.

Zarówno silnik odrzutowy, jak i śmigłowo-odrzutowy wymagają rozruszników oraz samoczynnych regulatorów ilości obrotów, temperatury przed — oraz ciśnienia gazów za — turbiną.

Głównym niedostatkiem turbin spalinowych we wszystkich zastosowaniach trakcyjnych jest jej właściwość stromego spadku sprawności i mocy przy zmianie ilości obrotów lub obciążenia i wy-

maga z reguły stosowania przekładni elektrycznych.

W okresie postępu w dziedzinie turbin gazowych dla lotnictwa daje się zaobserwować równoczesny rozwój budowy turbin spalinowych dla trakcji kolejowej i okrętowej, dla celów przemysłowych i elektrownianych. Podwyższenie temperatury przed turbiną do 650 C, zastosowanie regeneracji ciepła i międzystopniowego chłodzenia w sprężarce podnosi sprawność ogólną stałej turbiny spalinowej do rzędu przeciętnych silników tłokowych lub dobrych turbin parowych, zaś jej taniość, wynikająca z małej ilości materiału użytego do budowy i z prostoty mechanizmów czyni ją bezkonkurencyjną w tych wszystkich wypadkach, gdy nie są wymagane większe odchylenia obrotów od nominalnej ilości.

W tej chwili łączna moc zainstalowanych turbin gazowych sięga już milionów kilowatów.

Należy dodać, że bardzo przenikliwe przewidywania pierwszego wynalazcy z przed półtora wieku — *Jana Barbera* — zaczynają się sprawdzać o tyle, że próby z paliwem w postaci pyłu węglowego są daleko posunięte.

Uważam za nieodzowne wspomnieć o ostatnich pracach firmy *Escher-Wyss*, która swoją odmianę turbiny gazowej nazywa „aerodynamiczną". Zasadniczą cechą tego wariantu jest zamknięcie obiegu z wprowadzeniem czynnika gazowego w postaci gazu jednoatomowego, dla którego wykładnik krzywej rozprężania wynosi 1,66 — podczas gdy wydyszyny zwykłej turbiny spalinowej składają się z mieszaniny gazów dwu i trójatomowych, dla których wykładnik ten będzie mniejszym od 1,4. Ponieważ wyrażenie na sprawność jest potęgową funkcją wykładnika krzywej rozprężania, przeto spodziewane są wielkie przyrosty sprawności przy użyciu gazów jednoatomowych obojętnych, jak np. argon, krypton lub xenon, które ponadto będąc cięższe od powietrza mogą zmniejszyć poważnie rozmiary sprężarki, rurociągów i turbiny.

Oczywiście rezygnujemy w tym wypadku z głównych zalet turbiny spalinowej powietrznej o otwartym obiegu, wyrażających się uniknięciem kotła, chłodnicy i osobnego czynnika obiegowego.

Przechodząc z kolei do omówienia silników tłokowych, musimy przyznać, że również w tej dziedzinie postęp dokonany w czasie ostatniej wojny jest zastanawiającym. Jeżeli chodzi o silniki lotnicze, to gdy w roku 1939 rekordem mocy litrowej było 60 KM, to w roku 1945 została przekroczona liczba 90 KM z litra pojemności skokowej. Przed wojną najwyższa moc silnika dochodziła do 1700 KM — obecnie zbliża się do 4000 KM z jednego silnika, przy równoczesnym spadku ciężaru do 310 gramów na konia. Jednostkowy rozchód paliwa najczęściej nie przekracza 200 gr/KMh. Charakterystycznym jest, że najwyższe osiągnięcia dotyczą silników chłodzonych cieczą z doładowaniem przy pomocy turbosprężarki. Silniki te są budowane w układzie cylindrów widlastym, kształtu litery X albo duże H, i ilości cylindrów dochodzą do 24 (*Rolls-Royce „Eagle"*). Silniki chłodzone powietrzem rozrosły się do 6-cio krotnej po 7 cylindrów gwiazdy 42-cylindrowej — *Mathis „Vega"*). Wyobrażając sobie części takiego 42 cylidrowego silnika, z których każda jest arcydziełem metalurgii i obróbki — i porównywując z prostotą turbiny spalinowej — zdajemy sobie sprawę z różnicy kosztów wykonania. Jednak nieprześcigniona oszczędność paliwa w silniku tłokowym, zachowująca się w dość szerokim zakresie obciążeń i obrotów — decyduje dotychczas o bezkonkurencyjności silnika tłokowego w zastosowaniu do bardzo dalekich przelotów.

Przy okazji muszę wspomnieć o zupełnie nowym układzie silnika lotniczego tłokowego, budowanego specjalnie do napędu *wirowców* (helikopterów). Wał korbowy pracuje w położeniu pionowym, podobnie jak w znanych już silnikach przyczepnych do łodzi motorowych.

Moc silnika tłokowego zależy od ilości czynnika poddanego spalaniu w cylindrze, a sprawność od wysokości temperatury spalania. Jedno i drugie mogłoby być rozwiązane przez zastosowanie większego ciśnienia na dolocie do cylindra i wprowadzenie większego stopnia sprężania i rozprężania. Jednak główną przeszkodę stanowiło zjawisko detonacyjnego spalania się mieszanek benzyny z powietrzem, mieszanek utworzonych w gaźniku umieszczonym na ciągu zasilania silnika. Mieszanka taka wprowadzona do rozgrzanego cylindra, poddana działaniu ciepła i ciśnienia w stosunkowo długim czasie suwu sprężania ulegała przemianom chemicznym, powodującym spalanie się w sposób raptowny, podobny do detonacji dynamitu.

Lata międzywojenne były poświęcone pracom nad usunięciem tego objawu i poszły w kierunku odnalezienia specjalnych paliw lub środków zabezpieczających przed detonacyjnym spalaniem. Wyniki tą drogą osiągnięte są bardzo znaczne, możemy spotkać się z użyciem paliw o liczbie oktanowej 130, jednak właściwe i radykalne rozwiązanie nastąpiło z chwilą zastąpienia gaźnika mieszankowego — wtryskiem bezpośrednio do cylindra, podobnie jak dotychczas stosowano w silnikach Diesel'a. Przy tym sposobie paliwo zostaje, w miarę jego wpompowywania do komory, spalone bezzwłocznie bez dania mu możliwości czasowych utworzenia związków ponadtlenowych, będących przyczyną detonacji.

Napełnianie w tym wypadku cylindra czystym powietrzem pozwoliło na wykorzystanie daleko posuniętego przepłukania cylindra i ochłodzenia go od wewnątrz, co przy dotychczasowym użyciu mieszanki paliwowej byłoby wykluczonym z powodu strat paliwa unoszonego niepożytecznie do rury wydechowej.

Ten efekt wewnętrznego chłodzenia jest donosłym nie tylko w silniku z rozrządem zaworowym, gdzie tą drogą zostaje rozwiązane skuteczne chłodzenie zaworu wydechowego, lecz również i w suwakowym, u którego wskutek wielowarstwowości ścianek cylindra — trudna do ochłodzenia tulei suwaka — ograniczała swą temperaturą zakres mocy silnika.

Syntezą opisanych doświadczeń jest silnik budowany przez spadkobiercę nazwiska pomysłodawcy trubiny gazowej — *Barkera*, który podał

zasady konstrukcji nowoczesnego silnika spalinowego tłokowego w następującym ujęciu:

1) Silnik powinien posiadać wtrysk paliwa do wnętrza komory spalania tak pomyślany, by pozwolił w sposób łatwy i dowolny regulować chwilę początku, chwilę końca wtrysku oraz dawkowanie paliwa przez cały okres trwania wtrysku, gdyż jego zdaniem odpowiednia zmiana tych parametrów jest wystarczającą do użycia każdego paliwa płynnego z najwyższym skutkiem cieplnym lub mechanicznym.

2) Zapłon paliwa wtryskiwanego powinien następować natychmiast po jego przeniknięciu do komory spalania i źródłem zapłonu powinny być raczej obniżone właściwości samozapłonowe paliwa, a nie skomplikowany zapłon od świecy iskrowej.

3) Wielkość stopnia sprężania i ciśnienie ładowania, ograniczone wytrzymałością mechaniczną układu korbowego, powinny wynikać z kompromisu pomiędzy największą mocą silnika a najniższym zużyciem paliwa.

Proszę o zwrócenie uwagi na to, że pierwsze dwa warunki *Barbera*, dotyczące sposobu wtrysku oraz zapłonu ściśle odpowiadają warunkom komory spalania w turbinie gazowej i, przypominając sobie powodzenie zastosowania przez *Buchi'ego* turbiny rozprężającej gazy odlotowe z silnika wysokoprężnego, możnaby przewidzieć, że dopóki nie będzie materiałów łopatkowych umożliwiających pracę turbiny spalinowej powyżej 1000 C, dopóty silnik tłokowy nie straci na aktualności lecz, ze swą komorą spalania, stanie się raczej elementem składowym turbiny, przedstawiającym wysokoprężną i wysokotemperaturową część obiegu gazowego, który wówczas bezwątpienia będzie sprawniejszy od turbiny spalinowej w dotychczasowej postaci.

Można to wyrażenie odwrócić: turbina gazowa stanie się elementem składowym silnika tłokowego, uzupełniając brakującą mu dotychczas część niskoprężną i w ten sposób trzeci warunek *Barbera*, zmuszający nas do wyboru pomiędzy wielką mocą jednostkową a niskim rozchodem paliwowym silnika tłokowego, traci swoje znaczenie i silnik będzie mógł być równocześnie i lekkim i oszczędnym.

W zastosowaniu do celów trakcyjnych poważniejszym od turbiny gazowej konkurentem silnika spalinowego tłokowego dość niespodzianie staje się maszyna parowa, która przy wykorzystaniu do jej konstrukcji ostatnich zdobyczy technicznych bardzo poprawiła swoją sprawność i przy zachowanej prostocie, niezawodności działania i łatwości obsługi, zwłaszcza możliwości przy zastosowaniu paliwa stałego, może jeszcze odegrać poważną rolę.

Wysokoprężny dwusuwowy silnik General Motors

Inż. KAROL PIONIER

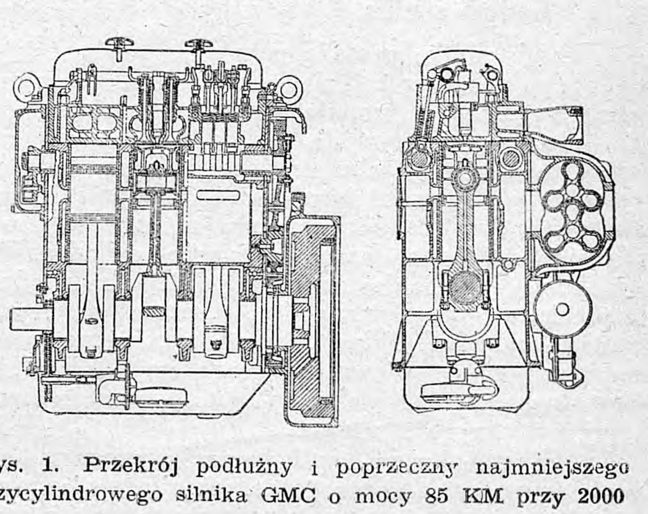
Ogólna charakterystyka wysokoprężnych dwusuwowych silników GMC. Kadłub silnika. Wał korbowy i łożyska. Tłoki i korbowody. Głowica. Doprowadzenie paliwa. Rozrząd. Sprężarka. Olejenie. Instalacja elektryczna i rozruchowa. Regulacja. Całość agregatu.

Wiele warunków złożyło się na błędne mniemanie, że w konstrukcjach wysokoprężnych szybkoobrotowych silników dla pojazdów mechanicznych przodowali Niemcy, za nimi kroczyła Anglia i Francja, wreszcie na końcu znajdowały się Stany Zjednoczone A. P.

Opinia ta jest zupełnie niesłuszna.

Jeszcze przed wojną ukazała się krótka notatka w znanym czasopiśmie angielskim „Automobile Engineering", opisująca najnowszą konstrukcję szybkobieżnego Diesel'a, budowanego przez *General Motors Co.* Podczas wojny lakoniczna wzmianka o tym silniku znajdowała się w ostatnim wydaniu „Automobiltechn. Handbuch" *Bussiena.*

Opisy były bardzo pobieżne, z podanych rysunków niewiele można było odczytać. Zaznajamiając się bliżej z silnikiem *GMC*, dochodzimy do wniosku, że jest to w tej chwili najbardziej nowoczesny, pięknie skonstruowany dwusuw o bezpośrednim wtrysku, którego budowa stanowi duży postęp w technice silników wysokoprężnych. *General Motors Corporation*, Detroit *Diesel Division* buduje całą gamę silników tego typu w zakresie mocy 85 ÷ 1200 KM. Silniki są wykonywane jako 3, 4 i 6-cylindrowe, przyczem obroty nominalne wahają się od 1000 do 2000, w zależności od zastosowania, które są bardzo rozległe i różnorakie: ciągniki rolnicze, średnie i wielkie podwozia autobusowe i ciężarowe, statki rzeczne i holowniki, wagony motorowe, wreszcie silniki stałe, napędzające mniejsze zakłady przemysłowe bezpośrednio, lub pośrednio w agregatach do wytwarzania energii elektrycznej.



Rys. 1. Przekrój podłużny i poprzeczny najmniejszego trzycylindrowego silnika GMC o mocy 85 KM przy 2000 obr/min.

W ramach dostaw UNRRA dostarczono nam do Polski tego rodzaju agregatów. Opis agregatu ze specjalnym uwzględnieniem wbudowanego silnika pozwoli zorientować się w zasadniczych elementach konstrukcji. Chciałbym zaznaczyć, że poniższe uwagi opierałem nietylko na danych katalogowych ale i na obserwacji silnika w pracy.

Niektóre dane techniczne zawiera tablica 1.

TABLICA 1.

Silnik

Nr. typu	RC 13
Ilość cylindrów	6
Średnica tłoka	108 mm
Skok	127 mm
Pojemność skokowa	6,970 ltr.
Kierunek obrotów	prawy
Zakres obrotów	350—1200 obr/min.
Moc długotrwała	90 KM przy n = 1200
Stosunek sprężania	16:1
Ciśnienie sprężania	31,5 atm przy n = 400
Normalna temp. przy pracy	70—83°C
Kolejność wtrysku	1—5—3—6—2—4
Ilość oleju smar.	33 l
Ilość wody chłodz.	78 l

Prądnica

Alternatywa	I	II
Moc	50 KW (62,5 KVA)	60 KW (75 KVA)
Okresy	50	60
Obroty	1000	1200
Ilość faz	3	3
Napięcie	230/440 V	127/220 V
Napięcie wzbudnicy	116 V	125 V

Ciężary

(bez wody, paliwa, oleju)

Silnik	760 kG	Generator	660 kG
Tłumik	47 kG	Deska rozdzielcza	125 kG
Chłodnica	170 kG	Rama	170 kG
Prądnica 12 V	10 kG	Sanie	165 kG
Bateria	80 kG		

Waga kompletna agregatu gotowego do ruchu 2500 kg.

OPIS POSZCZEGÓLNYCH ELEMENTÓW.

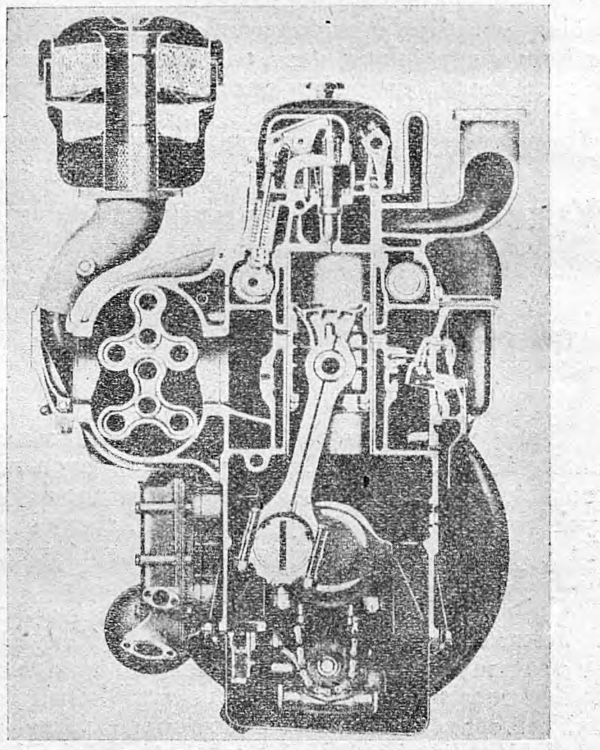
1. Kadłub silnika.

Kadłub silnika posiada wymienne suche tuleje cylindrowe. Odlew kadłuba o kształtach zewnętrznych regularnego prawie prostopadłościanu jest niewątpliwie trudnym do wykonania z uwagi na potrójne ścianki po obu stronach. W górnej części znajduje się ścianka zewnętrzna, następnie ścianka rozdzielająca komorę wału rozrządczego od płaszcza wodnego, wreszcie ścianka cylindra. W środkowej — ścianka zewnętrzna, ścianka między przestrzenią powietrzną i płaszczem wodnym, ścianka cylindra. Dolna pokrywa silnika mocowana jest poniżej osi wału wykorbionego. Kadłub skonstruowano tak, że można go używać do lewo i prawobieżnych silników.

Wymienne tuleje cylindrowe wykonane są z utwardzonego stopowego żeliwa. Można je dwukrotnie rozwierać na nadwymiary + 0,25 mm i +0,50 mm, poczem przy dalszych głównych naprawach wymienia się na nowe. Szczeliny wlotowe posiadają dwa rzędy otworów, po 32 w każdym, o średnicy 8 mm. Długość tulei wynosi 280 mm. Dopuszczalne odchyłki prawidłowego wykonania gładzi cylindrowej winny się zawierać w granicach 0,000 ÷ 0,025 mm dla wymiarów poszczególnych średnic na długości całej tulei. Dopuszczalna owalizacja 0.000 ÷ 0.015 mm.

2. Wał korbowy i łożyska.

Ze względu na charakter swej pracy wał wykorbiony różni się zasadniczo od używanych normalnie w silnikach 4-suwowych tem, że nie posiada symetrii lustrzanej rozkładu korb, przy której w silniku 4-suwowym 6-cylindrowym znoszą się siły bezwładności pierwszego i drugiego rzędu. Silnik *GMC* 3-cylindrowy ma korby rozstawione co 120°, a 6-cylindrowy co 60°. W układzie tym nie znoszą się nawet siły pierwszego rzędu. Wyważenie uzyskane jest przez umieszczenie dodatkowego wału, położonego symetrycznie (względem osi pionowej silnika) do wału rozrządczego. Zarówno wał rozrządczy jak i dodatkowy, który



Rys. 2. Przekrój poprzeczny silnika GMC typu RC 13 sześć cylindrów, moc długotrwała 90 KM przy 1200 obr/min.

nazwiemy „wyważającym", obracają się w przeciwnych kierunkach z jednakową ilością obrotów i posiadają na swych końcach przeciwciężary. Wielkość i położenie przeciwciężarów są tak dobrane, że całość silnika otrzymuje doskonałe wyważenie i praca jego jest bardziej spokojna w porównaniu z innymi wyskoprężnymi silnikami o podobnej mocy. Całkowicie obrobiony wał wykorbiony posiada tylko dwa przeciwciężary mocowane na zewnętrznych wykorbieniach. Wał spo-

czywa na 7 głównych łożyskach o wymiarach: średnica 3 1/2" długość 1 1/8". Czopy korbowe posiadają średnicę 2 3/4" długość 1 25/32". Łożysko oporowe umieszczono w ostatniej szyjce przy kole zamachowym. Powierzchnie pracujące są utwardzane systemem „Tocco", polegającym na bardzo silnym nagrzaniu zewnętrznej warstwy około 2 mm przy pomocy prądów szybkozmiennych i następnie zahartowaniu. Obróbka daje powierzchniowe miejscowe utwardzenie nie powodujące odkształceń wału.

Łożyska główne i korbowe posiadają wymienne panewki, wylane bronzem ołowiowym. Wymiary panewek są duże ze względu na wysokie szybkości obwodowe i charakter pracy 2-suwowego silnika. Uszczelnienie wylotów wału tak przy kole zamachowym, jak z przodu silnika wykonano przy pomocy pierścieni skórzanych ściąganych sprężyną spiralną. Sposób dotąd nie stosowany przy wale korbowym gwarantuje doskonałą szczelność.

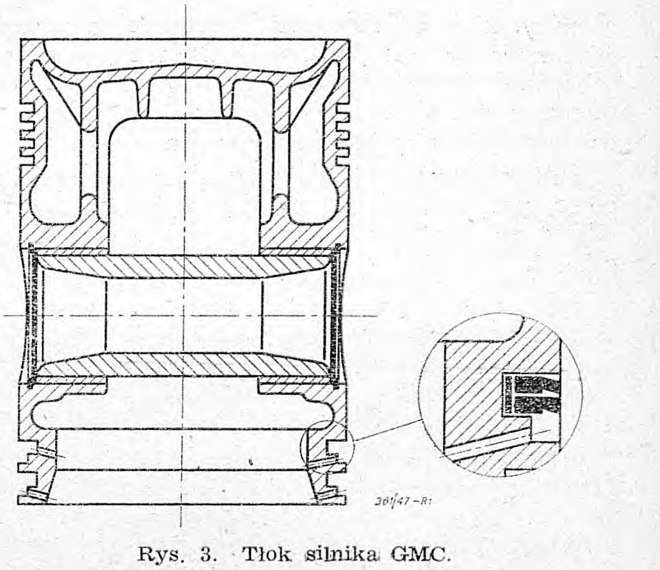
3. Tłoki i korbowody.

Tłoki o ściankach stosunkowo cienkich wykonane są z żeliwa kowalnego. Szerokie, płaskie wgłębienie denka tworzy komorę spalania. Płaszczyzny nośne, podobnie jak i we wszystkich wykonywanych obecnie tłokach żeliwnych, są cynowane na grubość 0,04 mm celem zmniejszenia spółczynnika tarcia, przedłużenia czasu pracy oraz usunięcia niebezpieczeństwa zatarcia się w okresie docierania. Silne użebrowanie denka ma podwójny cel: wytrzymałość i chłodzenie, które dokonuje się przez spryskiwanie olejem przez specjalne otworki w korbowodzie. Przy mocno nagrzanym tłoku tego rodzaju chłodzenie ma istotne znaczenie, tem niemniej niewątpliwie obniża wartość smarną i powoduje szybkie skoksowanie oleju. Aby temu zaradzić przewidziano specjalnie staranne filtrowanie i chłodzenie oleju.

Sworznie tłokowe typu pływającego ułożyskowano w bronzowych tulejkach, posiadających kilkanaście rowków śrubowych o bardzo dużym skoku. Zaślepki, umieszczone na obu końcach otworów tłoka, uniemożliwiają spływ oleju na ścianki cylindra oraz ograniczają ruch sworzenia i ewentualne wysunięcie się tulei. Zaślepki zabezpieczone są pierścieniami typu Seeger'a.

Cztery pierścienie uszczelniające szerokości 1/8" umieszczono w górnej części tłoka, poniżej sworznia dwa specjalne potrójne pierścienie olejowe. Jak widać na rysunku 3 dwa pierścienie łącznej szerokości 3/16" o specjalnym kształcie zbierają olej ze ścianek, trzeci wewnętrzny stalowy wytwarza konieczny nacisk promieniowy. Luz pomiędzy tłokiem a cylindrem wynosi 0,15—0,20 mm (przy badaniu pasowanie szczelinomierzem o grubości 0,12 mm i szerokości 10 mm siła, z jaką winno się go wyciągać, wynosi 2.5 kG).

Korbowód posiada wywiercony podłużny otwór dla doprowadzenia smaru do sworznia. Na główce umieszczono wkładkę z 6 otworkami wierconymi pod kątem 45° dla spryskiwania denka tłoka. W stopce również znajduje się wkładka z otworkiem,



Rys. 3. Tłok silnika GMC.

która ogranicza ilość oleju, przeznaczonego do smarowania i chłodzenia tłoka.

4. Głowica.

Żeliwna głowica odlana jest w jednej części. Dolna płaszczyzna posiada na każdy cylinder po dwa otwory zaworowe i między nimi po jednym otworze na wtryskiwacz. Gniazda zaworowe, wykonane ze specjalnej, utwardzonej stali, są wymienne. Wtryskiwacz mocuje się w zawalcowanej wkładce miedzianej. Niespotykaną dotąd nowością jest bardzo wysokie umieszczenie wału rozrządczego, wskutek czego popychacze, nachylone pod niewielkim kątem, umieszczone są w głowicy. Na górnej płaszczyźnie na wspornikach umocowane są ośki dźwigni zaworowych i wtryskiwacza osobne dla każdego cylindra. Dźwignie są krótkie, mocnej budowy; popychacze drążkowe przenoszą ruch na dźwignie przez sworznie. Popychacze zaopatrzone są w rolki, toczące się po wale rozrządczym. Po przeciwnej stronie głowicy znajdują się otwory wylotowe gazów spalinowych, nad nimi wyjścia wody chłodzącej, która w dalszym ciągu jest odprowadzana do chłodnicy rurą zbiorczą.

Ciekawą jest uszczelka głowicy, składająca się z dwóch części. Środkowa właściwa uszczelka posiada bardzo prosty kształt: 6 otworów na cylindry, między nimi i na zewnątrz po 4 otwory w jednej osi — 2 zewnętrzne na przelot śrub, 2 wewnętrzne dla przepływu wody między kadłubem a głowicą. Zewnętrzna uszczelka korkowa, składająca się z 4 odcinków ze względu na duży jej wymiar, uniemożliwia tylko przeciekanie oleju na zewnątrz silnika.

Głowica mocowana jest do kadłuba za pomocą 14 śrub 5/8".

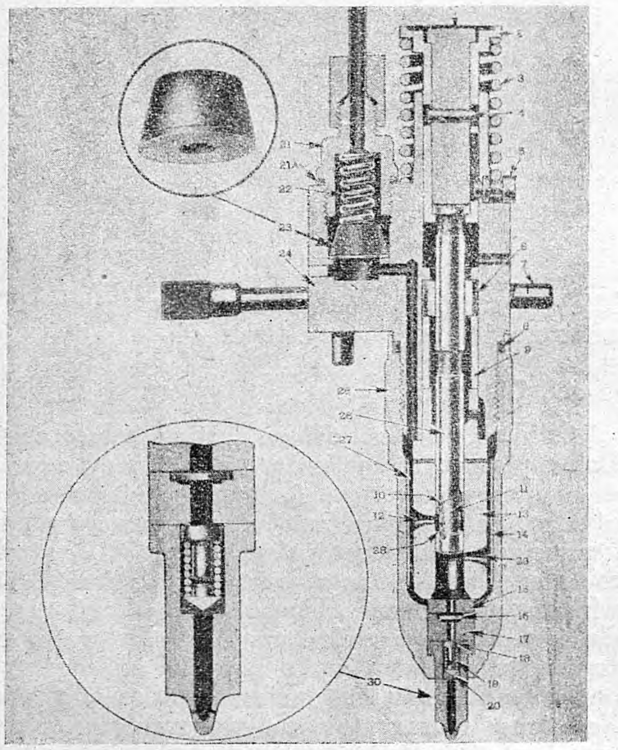
Pokrywa wierzchnia przylega do wysuniętej górnej zewnętrznej ścianki głowicy.

5. Doprowadzenie paliwa.

Paliwo ze zbiornika zasysa, poprzez wstępny filtr, pompka paliwowa, i tłoczy je dalej przez wtórny filtr do rurki zbiorczej, umieszczonej na

głowicy. Z rurki zbiorczej poszczególne pompki-wtryskiwacze, zaopatrzone w dodatkowe wkładki filtrujące, wtryskują olej gazowy do cylindrów. Nadmiar paliwa spływa do rurki odprowadzające; i w dalszym ciągu do zbiornika.

Filtry paliwa posiadają wymienne wkładki filcowe, przyczem filtr wstępny posiada duże rozmiary ze względu na pracę przy małej różnicy ciśnień.

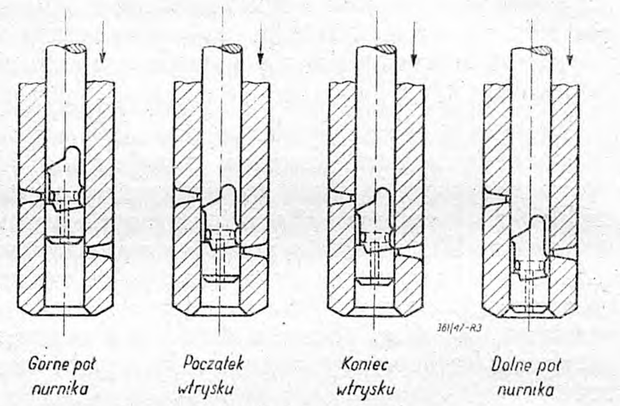


Rys. 4. Pompa-wtryskiwacz GMC.

Pompka paliwowa, napędzana od dolnego wałka dmuchawy Roots'a posiada wydajność 100 l/godz. przy 1200 obr/min. silnika. W wirniku pompki dwa skrzydełka dociskane są sprężynami do mimośrodowo umieszczonego korpusu. Ciśnienie paliwa winno wynosić normalnie 1,2 atm. W wypadku wzrostu ciśnienia do 3,7 atm. zaworek przelewowy przepuszcza nadmiar oleju gazowego na stronę ssącą pompki. Dwa pierścienie skórzane, dociskane sprężyną (typu Simmerring) uszczelniają wałek napędowy pompki.

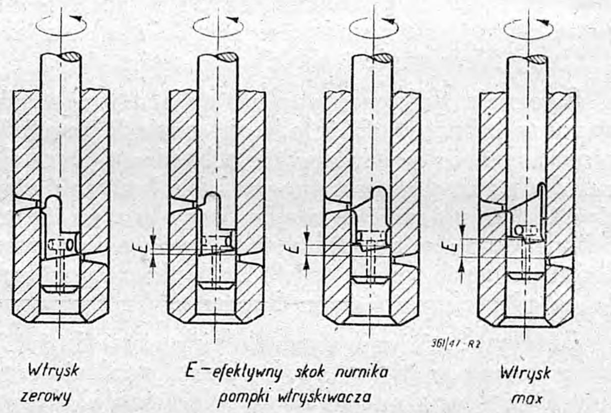
Konstrukcja wtryskiwacza — pompki jest zwarta i stosunkowo prosta w porównaniu z innymi wtryskiwaczami, czy pompkami. Przez połączenie w jedną całość pompki i wtryskiwacza wyeliminowano kłopotliwą sprawę przewodu wysokiego ciśnienia i uzyskano w ten sposób bardzo niskie ciśnienie wtrysku ca 80 kG/cm², niespotykane dotąd nigdzie w silnikach wysokoprężnych, szybkobieżnych i bezpośrednim wtrysku. Jasnym jest, że zużycie poszczególnych części będzie o wiele mniejsze niż w konstrukcjach dotąd stosowanych. W praktyce wtryskiwacze te okazują się bardzo trwałe i niezawodne w ruchu. Przy odpowiednim paliwie i dobrej obsłudze czas pracy jest dłuższy od pompek Bosch'a o ca 50%.

Regulacja ilości wtryskiwanego paliwa odbywa się przez pokręcenie tłoczka przy pomocy osadzonego na nim kółka zębatego i zębatki, przesuwanej poziomo. Zasady działania pokazano na rysunkach 5 i 6. Początek i koniec wtrysku będzie się zmieniał w zależności od położenia zębatki



Rys. 5. Poszczególne położenie nurnika podczas wtrysku.

Przy maksymalnym wtrysku najwcześniejszy początek wtrysku wypada na —14° przed G. M. P. Ze zmniejszeniem się ilości paliwa początek i koniec przesuwają się w kierunku G. M. P. i przy minimalnym wtrysku początek wypada na —2° przed G. M. P. Uzyskuje się w ten sposób pewnego rodzaju automatyczne przyspieszenie punktu zapłonu ze wzrostem obciążenia. W związku z powyższym praca omawianego silnika na wolnych obrotach jest bardzo spokojna i pozbawiona zupełnie charakterystycznego silnego stuku, występującego z reguły w silnikach wysokoprężnych niemieckich.



Rys. 6. Regulacja wtrysku.

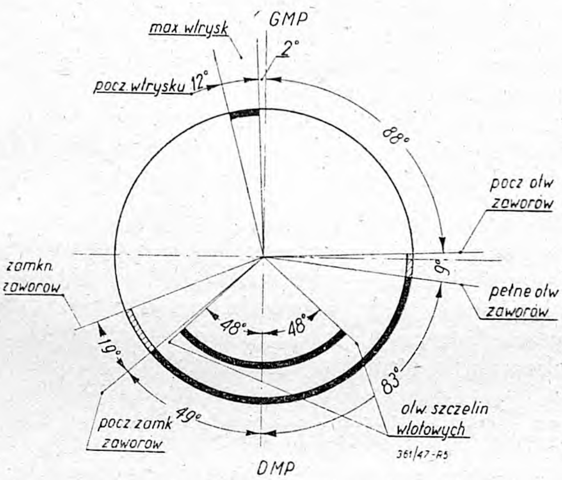
Dość duży martwy skok pompki przewidziano dla przepływu paliwa celem chłodzenia wtryskiwacza-pompki i zmniejszenia możliwości powstawania korków parowych.

Wtryskiwacz w zakończeniu posiada 6 otworków o średnicy 0,007" nachylonych do osi pod kątem 80°. W górnej części końcówka ma zaworek zwrotny i wkładkę nadającą ruch spiralny paliwu wciskanemu do rozpylacza zakończonego wspomnianymi 6 otworkami. Oprócz tego przewidziano dodatkowy zaworek zwrotny w kształcie

płytki między pompką a wtryskiwaczem ze względu na konieczność dobrego chłodzenia. Bardzo ważnym jest dokładne przyleganie końcówki wtryskiwacza do wkładki miedzianej, rozwalcowanej w głowicy.

6. Rozrząd.

Z uwagi na potrzebną przestrzeń powietrza zasilającego wał rozrządczy jest umieszczony w górnej części kadłuba. Napędzany jest od wału wykorbionego przez koło zębate pośrednie i w dalszym ciągu napędza wał wyważający. Wszystkie koła zębate mają skośne zęby. Jak zaznaczono poprzednio, przeciwciężary, umieszczone na końcach wałów służą do wyważenia sił bezwładności układu korbowego. Przeciwciężary od strony napędu są odkute w kołach zębatych, z drugiej strony umieszczone są na elastycznych wkładkach, które spełniają rolę ciernych tłumików drgań. Napęd umieszczono w tylnej części silnika. Wał rozrządczy ułożyskowany jest w 7 łożyskach, wał wyważający — w 2 po obu końcach. Panewki łożysk są wylane bronzem ołowiowym. Środkowe dzielone panewki wału rozrządczego są przy montażu spinane sprężynującym pierścieniem.



Rys. 7. Wykres rozrządu.

7. Sprężarka.

Dmuchawa typu Roots'a posiada osobną obudowę. Napęd otrzymuje z koła zębatego wału rozrządczego (lub wyważającego) poprzez elastyczne sprzęgło. Stosunek obrotów wałka dmuchawy do wału silnika 1,95:1. Wałki sprężarki obracają się na łożyskach kulkowych: dwurzędowych od strony kół zębatych, jednorzędowych w drugim końcu. Każdy z wirników posiada po 3 śrubowe skrzydła. Luz między obudową a wirnikiem wynosi 0,2 mm, między wirnikami 0,1 mm, poosiowy 0,25 mm. Wirniki wraz z kołami zębatymi są bardzo dokładnie wyważone. Dmuchawa pracuje prawie zupełnie bezszelestnie. Przewidziany przez firmę przegląd ma odbywać się co 1000 godzin pracy.

Dolny wałek sprężarki napędza z jednej strony pompkę paliwową, z drugiej pompkę wodną. Górny wałek napędza regulatora silnika.

Na części zewnętrznej sprężarki umieszczono rurę ssącą, zaopatrzoną w specjalne klapy. Klapy te zwalniane przez specjalny regulator, ograniczający ilość obrotów, zamykają dostęp powietrza do dmuchawy. Silnik, który przekroczył z jakiegokolwiek powodu przepisaną ilość obrotów, zatrzymuje się w przeciągu 2 — 3 sek. Zwolnienie klap może również nastąpić ręcznie dla zatrzymania silnika po skończonej pracy. Wadą konstrukcji napędu regulatora jest zastosowanie giętkiej linki w pancerzu, która jest wprawdzie krótka, jednak silnie zakrzywiona i może łatwo ulec zniszczeniu. Powietrze zasysane jest czyszczone w dwóch dużych filtrach z kąpielą olejową. Filtry są jednocześnie tłumikami szmerów ssania.

Dla odprowadzenia wody z przestrzeni powietrznej kadłuba, zbierającej się wskutek sprężania powietrza przez dmuchawę, przewidziane są rurki zbierające, połączone w zbiorniczku, umieszczonym przy dolnej części silnika.

8. Olejenie.

Olej z karteru zasysany jest przez pompkę zębatą, napędzaną łańcuchem z wału wykorbionego. Pompka mocowana jest na pokrywach łożysk głównych. Olej tłoczony jest do filtra, zaopatrzonego w gęstą siatkę mosiężną i przechodzi następnie przez chłodnicę oleju. Chłodnica oleju otrzymuje bezpośrednio z chłodnicy najzimniejszą wodę. W początkowej fazie pracy silnika, gdy olej jest niedostatecznie ogrzany, dla uzyskania natychmiastowego smarowania przewidziano dodatkowy zawór, który otwiera się przy ciśnieniu większym od normalnego o 2 atm. i łączy bezpośrednio pompkę olejową z głównym przewodem, omijając filtr i chłodnicę. Zawór przelewowy pompki jest ustawiony na 6 atm. Ciśnienie w głównym przewodzie olejowym wynosi 2,8 atm.

Z głównego przewodu olejowego smarowany jest układ korbowy przez główne łożyska wału. Po dwa przewody na końcach kadłuba łączą główny przewód olejowy z łożyskami wałów rozrządczego i wyważającego. Przez drążony wał rozrządczy smaruje się pozostałe łożyska. W głowicy po stronie popychaczy wywiercony jest poziomy przewód, do którego olej dopływa z końcowych łożysk wału rozrządczego. Przez pionowe przewody w głowicy i wspornikach smarowane są osie, dźwignie i zawory. Spływając, olej zatrzymuje się w kąpieli kułaków wału rozrządczego, nadmiar dostaje się do górnej dmuchawy i smaruje jej części składowe.

Specjalny przewód dostarcza olej z głównego przewodu do regulatora.

Nadmiar oleju z głównego przewodu w bloku przechodzi do filtra filcowego, znajdującego się nazewnątrz silnika i oczyszczony spływa do karteru.

Czyszczenie filtrów przewiduje się co 130 godzin pracy.

9. Chłodzenie.

Woda z chłodnicy zasysana jest poprzez filtr olejowy przez pompkę wodną, mocowaną na dmu-

chawie. W dalszym ciągu woda jest tłoczona bezpośrednio do bloku, przechodzi do głowicy, poczem przez rurę zbiorczą i umieszczony w niej termostat wraca do chłodnicy. Przy zimnym silniku termostat skierowuje wodę do chłodnicy oleju, przez co zyskuje szybkie podgrzanie do odpowiedniej temperatury zarówno silnika jak oleju smarującego. Chłodnica rurkowa ma duże rozmiary. Wentylator jest umieszczony bezpośrednio na wale wykorbionym.

10. Instalacja elektryczna i rozruchowa.

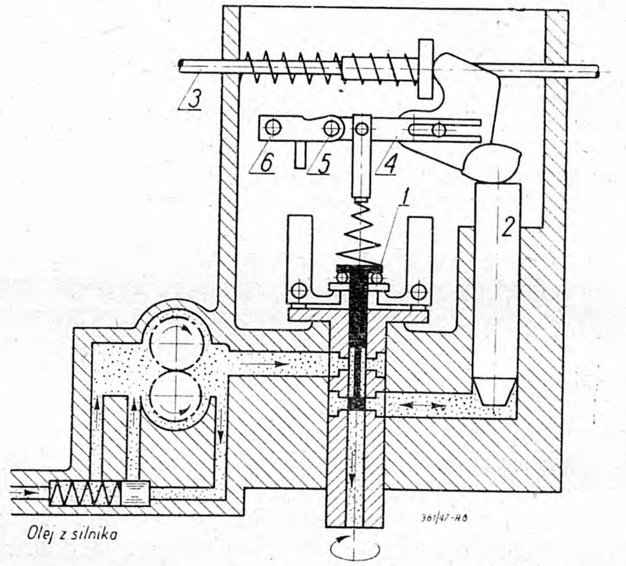
Instalacja elektryczna niczem się nie różni od normalnej samochodowej. Prądnica Delco-Remy 12V 150 W napędzana jest paskiem klinowym z kółka umieszczonego na wale korbowym przy wentylatorze. Ze względu na stałe obroty prądnicy (ca 2400 obr/min) zastosowano prądnicę trzyszczotkową, wyłącznik samoczynny i tylko regulator napięcia. Bateria dużej pojemności 180 Ah umieszczona jest na ramie agregatu. Rozrusznik o mocy ca 4 KM napędza koło zamachowe. Włączanie następuje za pośrednictwem solenoidu umieszczonego na rozruszniku. Uruchamiając przyciskiem rozrusznik jednocześnie wprowadza się w ruch drugi solenoid, który umieszczony jest na regulatorze i daje ustawienie wtryskiwacza na pełny wstrzyk paliwa. Rozruch jest bardzo łatwy.

Silnik zaopatrzony jest w dodatkowe urządzenie rozruchowe dla warunków zimowych. Urządzenie to przypomina nieco odparowywacz elektryczny oleju gazowego w rurze ssącej silnika, stosowane w latach 1937 — 8 przez f-my Daimler-Benz i Hanomag do małych silników wysokoprężnych wozów osobowych. W danym wypadku rozpyla się olej gazowy w specjalnym wtryskiwaczu umieszczonym w komorze powietrznej silnika przy pomocy pompki ręcznej na tablicy rozdzielczej. Rozpylony olej gazowy zapala się od ciągłej iskry, wytwarzanej przez cewkę i brzęczyk. Płomień skierowany bezpośrednio na otwory wlotowe cylindra bardzo skutecznie podgrzewa powietrze, tak, że rozruch trwa 2 — 3 sekundy.

11. Regulacja.

Regulator mechaniczno-olejowy w opisywanym silniku ma za zadanie utrzymywać stałe obroty niezależnie od obciążenia. Przy zmianie obciążeń wahania obrotów zawierają się w granicach 5% a przy nagłych dużych zmianach dochodzą do 30% przyczem silnik jeszcze nie zatrzymuje się.

Olej do regulatora doprowadzany jest z głównego przewodu olejowego. Sam regulator ma dodatkową pompkę z zaworkiem utrzymującym stałe ciśnienie. Schemat działania przedstawiono na rys. 8. Wałek pionowy napędzany przez kołą zębate stożkowe o przekładni 1,9375:1 posiada wewnątrz suwak, poruszany ciężarkami regulatora i sprężyną odwodzenia. Suwak 1 steruje ruchy tłoka, który z kolei działa przez system dźwigni na cięgło 3, regulując ilości wtryskiwanego paliwa. Napięcie sprężyny odwodzenia zależne jest od położenia dźwigni 4. Dźwignia 4 poruszana jest z jednej strony przez cylinder olejowy, z drugiej strony możemy ręcznie przestawiać punkt obrotu 5 za pomocą wałka 6, co daje nam możność zmieniać w pewnych granicach ilości obrotów silnika.



Rys. 8. Schemat regulatora mechaniczno-olejowego.

Przy silnym spadku ciśnienia oleju smarującego, spadnie również ciśnienie oleju regulatora, co w dalszym ciągu uniemożliwi podnoszenie tłoczka serwocylindra. Oczywiście proces nie odbędzie się momentalnie, niemniej w niedługim czasie zasygnalizuje wadę silnika. Regulator ten działa bardzo dobrze i ma niewielkie wymiary.

W silnikach GMC dla pojazdów mechanicznych podobnych do opisywanego, z odpowiednimi zmianami stosuje się także regulatory hydrauliczne, ale obok nich przewidziano również regulatory mechaniczne, szczególnie w prostych konstrukcjach, ciągników rolniczych.

12. Opis całości agregatu.

Głównym celem artykułu było zapoznanie czytelnika z konstrukcją samego silnika i dlatego opis całości, jako niezasadniczy będzie bardzo pobieżny.

Silnik i prądnica umocowane są we wspólnej ramie. W przedniej części silnik spoczywa na wsporniku o kształcie odwróconej litery V. Łapy wspornika mocuje się bezpośrednio do podłużnic ramy. W dolnej części pokrywy przeciwciężarów wału rozrządczego i wyważającego znajduje się łapa, leżąca na górnej płaskiej części wspornika V. Tylne zamocowanie silnika nie odbiega od powszechnie stosowanego w samochodach: na osłonie koła zamachowego znajdują się dwie łapy, leżące bezpośrednio na ramie. Stojan prądnicy spoczywa również na ramie na dwóch masywnych szerokich łapach.

Wał prądnicy na zewnętrznej stronie obraca się w łożysku kulkowym w osłonie prądnicy. Od strony wewnętrznej umocowany jest tylko na kole zamachowym silnika za pośrednictwem sprężystej tarczy stalowej.

Na przodzie ramy umieszczona jest chłodnica, w tylnej części deska rozdzielcza ze wskaźnikami i urządzeniami regulacyjnymi prądnicy i silnika. Rura wydechowa wraz z tłumikiem biegnie górą nad agregatem. Zbiornik oleju gazowego znajduje się wewnątrz ramy. Rama, wraz ze sztywno umocowanym silnikiem i generatorem oraz osprzętem, spoczywa elastycznie w saniach stojących bezpośrednio na fundamencie. Całość jest zaopatrzona w bardzo estetyczną maskę.

Literatura.

Katalog GMC Nr TM — 5160 Detroit 1943.
Katalog „Diesel Series 71" Detroit 1941.
Automombiltechn. Handbuch Bussien. Berlin 1942.
H. Kerr Thomas, Technika Samochodowa. Londyn—Edynburg 1944.

O podstawach hydromechaniki racjonalnej

Inż. mech. ADAM TADEUSZ TROSKOLAŃSKI

Początki hydromechaniki umiejętnej zawdzięczamy *Leonardowi Eulerowi*, który w r. 1755 ustawił układ różniczkowych równań ruchu *cieczy doskonałej*, t. zn. ciała ciekłego, odznaczającego się zupełnym brakiem oporów ruchu i nieściśliwością. Pojęcie cieczy doskonałej jest jednak pojęciem fikcyjnym. Pomiędzy cząstkami cieczy rzeczywistych występują bowiem zawsze naprężenia styczne, stanowiące istotę t. zw. *lepkości*. Równania, nie uwzględniające lepkości i spowodowanych przez nią oporów ruchu, prowadzą zatem w zjawiskach przepływu cieczy przez przewody do strat energetycznych równych zeru i wskutek tego, sprzecznego z doświadczeniem wyniku, są bezsilne wobec zawiłych zjawisk ruchu cieczy rzeczywistych.

Pierwszym wynikiem usiłowań, mających na celu zbadanie praw rządzących ruchem *cieczy rzeczywistych*, były zapoczątkowane doczekaniami *L. Naviera* prace angielskiego uczonego *Sir G. G. Stokesa*. Stanowiące wynik tych prac różniczkowe równania ruchu cieczy lepkich odnoszą się do powolnych przepływów, i pozostają w zupełnej zgodzie z wynikami, przeprowadzonych przy małych szybkościach przepływu, badań doświadczalnych, a w szczególności z wynikami doświadczeń lekarza francuskiego *J. L. Poiseuille'a*.

Ustawione w r. 1848 równania hydrodynamiczne *Stokesa* nie obejmują jednakże zakresem swej stosowalności przepływów, odbywających się z prędkościami znaczniejszymi, z jakimi mamy z reguły do czynienia w praktyce. Doświadczalnie stwierdzono bowiem, iż po przekroczeniu pewnej wartości średniej prędkości przepływu ruch cieczy zmienia swój charakter i nie podlegając określonym równaniami *Stokesa* prawom t. zw. *ruchu laminarnego* przybiera formę t. zw. *ruchu burzliwego*. Ponieważ zaś mechanizm tego ruchu przedstawiał wówczas nierozwiązalną zagadkę, przeto uczeni poniechali na razie prób ujęcia praw rządzących ruchem burzliwym w ramy ścisłej teorii i ograniczyli się do ustawienia na podstawie doświadczeń pewnej liczby formuł empirycznych, składających się na dyscyplinę, zwaną *hydrauliką* i rozwiązujących najbardziej palące problemy praktyki w sposób przybliżony.

Hydraulika zaspokoiła w pewnej mierze potrzeby praktyka-inżyniera, nie mogła jednakże ugasić wrodzonej dążności do poznania istoty rzeczy, ukrytej poza ułudną ograniczonością naszych zmysłów. Wypływem chęci poznania tajemniczych przejawów ruchu burzliwego są prace badawcze *J. V. Boussinesqa, Osborne Reynoldsa* i *H. A. Lorentza.*

Niewątpliwie trwały dorobek naukowy stanowią przede wszystkim doświadczenia *Reynoldsa*, przeprowadzone w końcowych latach ubiegłego stulecia. Wyniki tych badań doświadczalnych posłużyły bowiem *Reynoldsowi* za podstawę do wyprowadzenia w r. 1895 różniczkowych równań ruchu burzliwego. Te różniczkowe równania ruchu okazały się jednak na razie jałowymi, gdyż ich ustawienie wymagało wprowadzenia w nie sześciu nieznanych funkcyj miejsca. Zasadniczym warunkiem rozwiązalności owych równań w ramach hydromechaniki umiejętnej było zatem wyznaczenie zależności wspomnianych ostatnio sześciu funkcyj od współrzędnych miejsca bez posługiwania się jakimikolwiek hipotezami, dotyczącymi natury ruchu burzliwego. Zadanie to zostało rozwiązane dopiero w latach ostatnich. W pierwszej części pracy, streszczającej zaginione podczas powstania warszawskiego wyniki wieloletnich [1]) badań teoretycznych, wykazał mianowicie *prof. M. Broszko*, że środki matematyczne użyte przez *Reynoldsa* do ustawienia różniczkowych równań ruchu burzliwego wystarczają zupełnie do racjonalnego (t. zn. nie posługującego się żadnymi dowolnymi założeniami) rozwiązania tych równań, i że uzyskane rozwiązania pokrywają się jak najdokładniej z wynikami klasycznych badań doświadczalnych nad ruchem burzliwym [2]).

[1]) Pierwszą teorią *prof. M. Broszki* o charakterze fenomenologicznym była „Nowa teoria ruchu cieczy rzeczywistych", ogłoszona w latach 1921 — 22 na łamach lwowskiego „Czasopisma Technicznego".

[2]) *M. Broszko* „On the problem of turbulence and on the foundations of hydromechanics". Annales de l'Académie Polonaise des Sciences Techniques. Vol. VIII (1946) p. 75 — 98. Praca ta, uzupełniona wynikami ostatnich badań ukaże się w języku polskim w postaci oddzielnego wydawnictwa, nakładem Instytutu Wydawniczego SIMP.

DZIAŁ SPAWALNICZY

Nowy sposób fabrykacji bloków cylindrowych silników samochodowych

Wstęp.

Opisana poniżej metoda produkcji bloków cylindrowych silników samochodowych jest niewątpliwie poważnym wyczynem technicznym. Może nie byłoby właściwym twierdzić, że stanowi ona przełom w metodach fabrykacyjnych przemysłu samochodowego, ale w każdym razie trzeba uznać, że otwiera ona niewątpliwie nową kartę w dziedzinie ogólnej produkcji mechanicznej.

To już nie są próby, lecz produkcja ilościowo dość poważna (28 szt. bloków na godz.), której ekonomiczność (w każdym razie w warunkach amerykańskich) nie ulega wątpliwości. Nie jest nowe zastępowanie odlewów żeliwnych i stalowych konstrukcjami znacznie lżejszymi i bardziej wytrzymałymi z blach stalowych, rurek i kształtówek, łączonych za pomocą zgrzewania, czy lutowania. Ale dotychczas było rzeczą oczywistą, że montowanie z wielu części przedmiotów o skomplikowanych kształtach może się opłacić tylko przy produkcji jednostkowej lub przy niewielkich seriach. Przykład opisany niżej wykazuje, że samą metodę łączenia można tak uprościć i zmechanizować, aby również opłacała się w produkcji wielkich serii. W danym wypadku 120 części, z których składa się kadłub silnika samochodowego, jest łączonych za pomocą lutowania twardego w 1 operacji, w specjalnie zbudowanym piecu. To rozwiązanie zadecydowało o powodzeniu i stanowi najbardziej charakterystyczny moment nowej metody fabrykacyjnej.

Historia rozwoju nowej konstrukcji.

Prace nad tym zagadnieniem sięgają okresu przedwojennego.

W roku 1943, firma *Taylor Engines Inc.*, z *Los Angelos*, otrzymała patent na produkcję silników z blachy stalowej za pomocą lutowania w atmosferze wodoru. Firma *Crosley Motors Inc.*, z *Cincinnati*, otrzymawszy licencję na korzystanie z patentów f. *Taylor Engines* poczęła wyrabiać w czasie wojny zespoły silnik-prądnica do użytku na małych jednostkach marynarki wojennej, oraz silniki do rozruchu silników głównych na bombowcach amerykańskich typu B-24 i B-17. Ponieważ silniki *Crosley*, przed dopuszczeniem do użytku w armii i marynarce musiały przejść przez bardzo surowy odbiór, można mieć nadzieję, że w warunkach pracy „cywilnej" również okażą się dostatecznie trwałe.

Charakterystyka silnika.

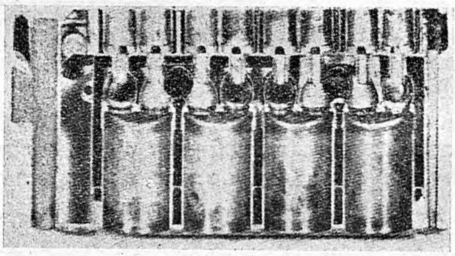
Po zakończeniu działań wojennych przekonstruowano silnik, zmniejszając stosunek sprężania z 9 na 7,5 (wobec przejścia z wysoko-oktanowego paliwa na zwykłą benzynę) i przerobiono gaźnik, otrzymując 4-cylindrowy silnik, który przy średnicy tłoków 63,5 mm (2½") i skoku 57 mm (2¼"), oraz objętości cylindrów przekraczającej nieco 0,7 litra, posiada moc 26 KM.

Do napędu górnego wału rozrządu zastosowano koła zębate stożkowe, a do rozdzielacza i pompy oliwnej — koła śrubowe.

Podstawa bloku cylindrowego wykonana jako odlew ze stopu aluminiowego, waży 3,5 kG i posiada wysokość 75 mm. Wał korbowy o 5 łożyskach jest wyważony z dokładnością do 7 gr.

Konstrukcja.

Blok cylindrowy ważący w chwili opuszczenia pieca po zlutowaniu 6,7 kg, składa się ze 120 oddzielnych części.



Rys. 1. Blok cylindrowy silnika Crosley składa się ze 120 oddzielnych części zlutowanych w 1 całość.

Materiał na poszczególne części jest dobrany zależnie od pracy danej części. Na cylindry i niektóre części rozrządu użyte zostały rury cienkościenne ze stali niskostopowej; głowica, części wlotu i wylotu, prowadnice zaworów i osłona wodna wykonane zostały jako części prasowane. Na resztę części bloku użyto blachy grubości 0,9 mm ze stali zwykłej (SAE 1010), nadającej się dobrze do tłoczenia. Płyta dolna, która stanowi najcięższą część konstrukcji jest wykonana z blachy stalowej grubości 6,4 mm (¼").

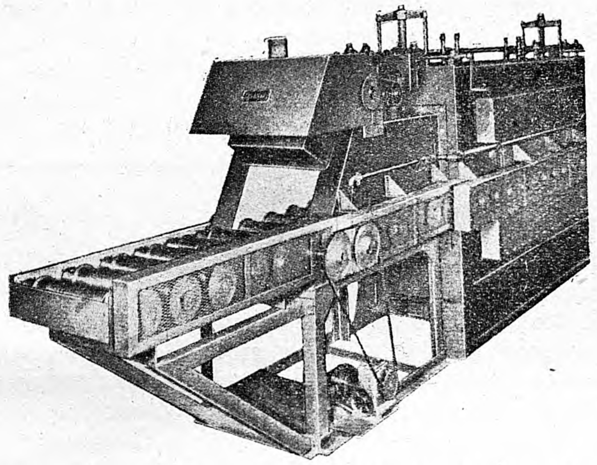
Piec do lutowania.

Metoda łączenia została opracowana przez firmę *Lindberg Engineering Co.* z *Chicago*, która skonstruowała do tego celu specjalny piec elektryczny (rys. 2), zaopatrzony w przenośnik wałkowy, na którym bloki cylindrowe przesuwają się ruchem ciągłym; obciążenie maksymalne przenośnika — 1100 kg.

Wymiary całego urządzenia: długość 18,7 m, szerokość 1,4 m, wysokość 2,3 m.

Wewnętrzna komora, w której odbywa się właściwe lutowanie, mierzy 2,7 x 0,5 x 0,3 m. W następnej komorze do ochładzania, o długości ok. 11 m, istnieją 2 strefy regulacji temperatury, gdzie przeprowadza się stopniowe ochładzanie przedmiotów opuszczających piec.

Wałki przenośnika wykonane są ze stali stopowej, która ma zachowywać dostateczną wytrzymałość do temperatury 1150°. Szybkość przenośnika można regulować w pewnych granicach. Zasłona z płomieni gazowych przy wejściu i wyjściu z pieca chroni komorę wewnętrzną od dostępu powietrza. W ten sposób unika się utleniania części, nagrzewanych do temperatury 1120°.



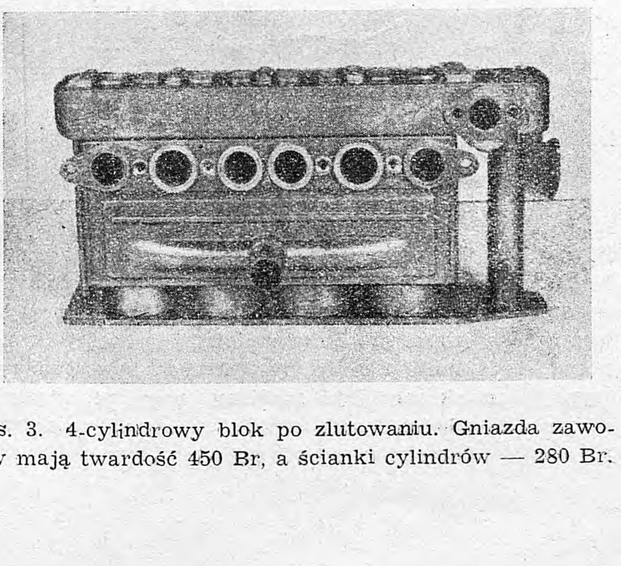
Rys. 2. Piec elektryczny specjalnie zbudowany do lutowania bloków, zaopatrzony w szereg wałków, na których przesuwają się bloki z szybkością 28 szt/godz.

Podczas przejścia przez piec bloki spoczywają po 4 sztuki na specjalnych podstawach. Bloki są chronione przed zendrowaniem i odwęglaniem dzięki atmosferze redukującej pieca, zawierającej ok. 21% CO, 40% H_2, 38% N i 1% CH_4.

Gaz ten uzyskuje się przez rozszczepianie gazu ziemnego lub butanu wzgl. propanu.

Przygotowanie do lutowania.

Części bloku są ściśle dopasowane do siebie i prowizorycznie szczepiane za pomocą punktów spawanych, względnie łączone na wcisk, lub przez wywijanie. Typowe rozwiązanie dające bardzo lekką i mocną konstrukcję przedstawia podstawa wału krzywkowego, zawierająca 2 tulejki gwintowane dla śrub pokrywy łożyskowej wału rozrządu. Ten zespół wykonany jest z dwu blach prasowanych, połączonych punktami zgrzewanymi



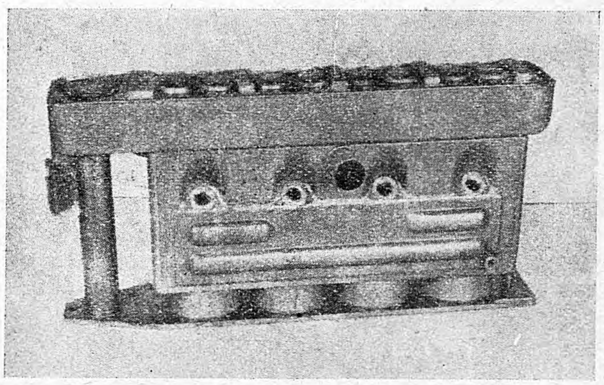
Rys. 3. 4-cylindrowy blok po zlutowaniu. Gniazda zaworów mają twardość 450 Br, a ścianki cylindrów — 280 Br.

oporowo. Przez wywinięcie tulejek gwintowanych przymocowano na wierzchu górną część skrzynki prowadnicy zaworu.

Po dokładnym wycentrowaniu części zakłada się lutowie w miejscach łączenia; w złączach drobniejszych w formie pasty ze sproszkowanej miedzi, a w złączach poważniejszych w formie drutu miedzianego. Tak przygotowany blok jest ustawiony na przenośniku, poruszającym się bez przerwy ruchem stałym i zostaje wprowadzony do pieca.

Lutowanie i utwardzanie.

Blok, posuwając się w piecu, jest podgrzewany równomiernie do temperatury ok. 1100 C, a po zlutowaniu jednoczesnym wszystkich 120 części przechodzi do dalszej komory gdzie panuje temperatura coraz niższa, osiągając stopniowo 800 C. Blisko wyjścia blok ulega szybszemu ostudzeniu do temperatury ok. 90 C, za pomocą strumienia gazu obojętnego. To nagłe ochłodzenie ma na celu utwardzenie bloku. Stopniowanie spadku temperatury decyduje o stopniu twardości ścianek cylindrów, prowadnic, popychaczy, gniazd zaworów wlotowego i wylotowego itp. Ponieważ regulowanie temperatury jest nadzwyczaj proste, można osiągnąć dowolny stopień utwardzenia, zależnie od stosowanego materiału. Ścianki cylindra wykonane ze stali Cr — Mo (SAE 4140) uzyskują twardość 280 Br, podczas gdy gniazda zaworów ze stali W-Va utwardzają się do 450 Br.



Rys. 4. Gotowy blok waży 6,7 kG. Użebrowanie osłony wodnej zapobiega pękaniu bloku w wypadku ewentualnego zamarznięcia wody chłodzącej.

Sprawdzenie i obróbka.

Po opuszczeniu pieca bloki są badane na szczelność ciśnieniem wody, a następnie oddane do obróbki. Rys. 3 przedstawia blok w tym stanie. Odkształcenia wskutek lutowania nie przekraczają 0,4 mm na dług. 400 mm. Niewielkie nieszczelności są usuwane za pomocą lutowania srebrem, lecz przy większych wadach cały blok musi być rozlutowany. Obróbka po zlutowaniu obejmuje także usuwanie główek nitów, stosowanych przy prowizorycznym łączeniu kołnierzy głowicy zbiorczej na wydmuchu i pompy paliwowej.

Następnie wewnętrzne ścianki osłony wodnej są powlekane specjalną masą, która ma za zada-

nie chronić przed rdzewieniem ścianki stykające się z wodą. Ta powłoka jest następnie wypalona, dzięki czemu staje się bardzo trwała i odporna tak na działanie roztworów kwaśnych jak też zasadowych. Dzięki odpowiedniemu użebrowaniu, osłona wytrzymuje próbę na zamarzanie wody chłodzącej bez pęknięcia czy odkształcenia ścianek bloku.

Charakterystyka samochodu.

Opisany silnik, odznaczający się wyjątkowo małym ciężarem, przeznaczony jest do specjalnie skonstruowanego małego, czteroosobowego samochodu, ważącego zaledwie 450 kG.

Tak mały ciężar samochodu uzyskany został dzięki zastosowaniu dwudrzwiowego nadwozia wykonanego z aluminium. Całkowita długość samochodu wynosi 3,7 m, szerokość 1,2 m, a wysokość 1,45 m, przy rozstawie osi 2,03 m.

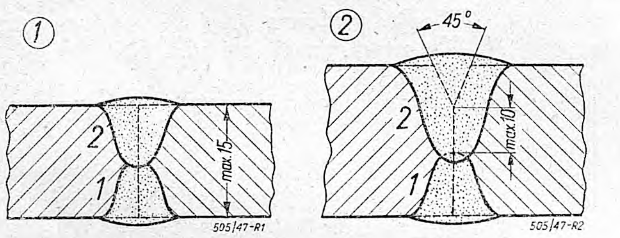
Trójbiegowa skrzynka biegów normalnej konstrukcji i przekładnia napędowa osi są tak dobrane, że samochód może rozwijać szybkość 100 km na godzinę przy 5200 obrotów silnika na minutę.

Inż. Z. D.

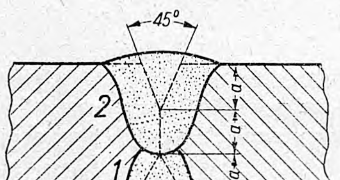
(Na podstawie Welding Engineer Nr. 1/47).

Spawanie i cięcie w budowie okrętów

Amerykańskie stocznie *Ingalls Shipbuilding Co* zostały urządzone specjalnie na konstrukcje spawane. W celu zmniejszenia do minimum kosztów przygotowania brzegów blach łączonych należało w pierwszym rzędzie znormalizować kształt połączeń. Ogromnym ułatwieniem w tym zadaniu jest szeroko stosowana w stoczniach metoda spawania automatycznego łukiem metalowym krytym, t. j. spawanie pod warstwą topnika w kształcie proszku, znane pod nazwą metody „*Union-Melt*"[1]).

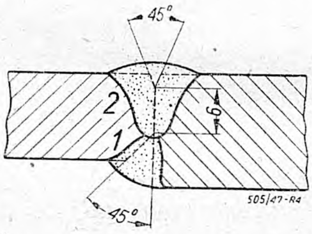


Rys. 1 i 2. Przygotowanie do spawania maszynowego łukiem krytym z obu stron spoiny. Do 15 mm grub. (rys. 1) nie stosuje się rowka; powyżej 15 mm grub. (rys. 2), próg (część niezukosowana) po wykonaniu części 1 spoiny nie powinien przekraczać 10 mm. Obie części spoiny są wykonane jako jednowarstwowe.



Rys. 3. Ręcznie wykonana część 1 spoiny w rowku o 60° tworzy podkład dla części 2 spoiny wykonanej maszynowo łukiem krytym. Głębokość rowków jest równa wysokości progu. Spoina ręczna jest wykonana z zewnętrznej strony.

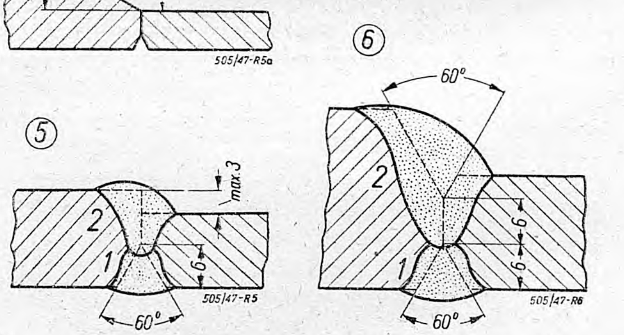
Metoda ta wymaga znacznie mniejszego ukosowania brzegów niż jakikolwiek inny sposób spawania; dzięki stosowaniu wysokich natężeń prądu (do 1500 — 2000 Amp. przy 30 — 45 V), blachy stalowe do 15 mm grub. mogą być spawane bez ukosowania; a grubsze są wycięte tylko na części przekroju — tak, że ²/₃ metalu przetopionego w spoinie (stopiwa) jest złożone z metalu rodzimego, a tylko ⅓ pochodzi ze stopionego drutu.



Rys. 4. Łączenie blach nierównej grubości. Zewnętrzna część 1 spoiny wykonana ręcznie tworzy podkład dla części wewnętrznej 2 wykonanej maszynowo łukiem krytym, w jednej warstwie.

Za ogromny postęp w dziedzinie techniki spawania okrętów należy uważać znormalizowanie kształtu złącz spawanych przez wspomniane stocznie do 18 typów (rys. 1 — 14), w tym uwzględnio-

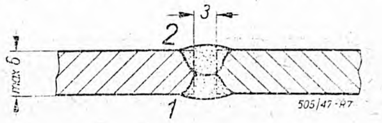




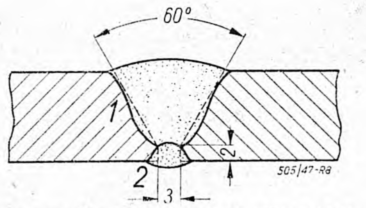
Rys. 5 i 6. Łączenie w wypadku, gdy „schodek" między blachami jest po wewnętrznej stronie. Część 1 spoiny wykonana jest ręcznie, z ukosem 60°; część 2 — łukiem krytym, jedną warstwą. Przy mniejszej grubości (rys. 5) górna część może nie być rowkowana przy grubszych (rys. 6) rowek musi być zrobiony, przy pozostawieniu progu o wysokości 6 mm. Rys. 5a — rozwiązanie przy dużej różnicy grubości a = 3 mm.

[1]) Metoda ta była tematem odczytu *inż. Z. Dobrowolskiego* na I-szym Zjeździe Spawalniczym w Warszawie w r. 1939.

ne są już wypadki łączenia blach nierównej grubości, oraz wypadki wykonywania spoin nie tylko płaskich (na płaszczyźnie), lecz również poziomych (t. j. na ścianie pionowej) oraz pułapowych (nad głową), które stosowane są w czasie montażu.

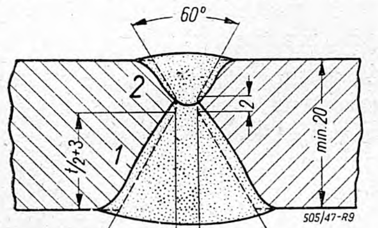


Rys. 7. Przy blachach cienkich, do 6 mm, stosuje się spoinę **X**, bez rowka (na I), z odstępem — 3 mm. (spawanie ręczne).

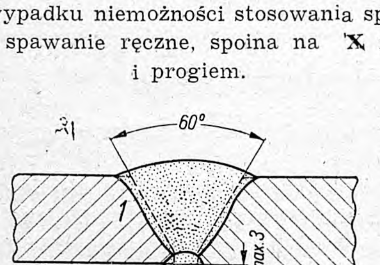


Rys. 8. Spoina na V z progiem i odstępem, podpawana, maximum grubości 20 mm, minimum 7 mm. Obie części spoiny wykonane ręcznie, naprzód od strony wewnętrznej, a później od zewnętrznej (podpawana część).

Złącza te dzielą się na trzy grupy zasadnicze; do pierwszej należy zaliczyć złącza wykonywane maszynowo z obu stron (rys. 12) w ten sposób są wykonywane wszystkie większe zespoły spawane przed montażem. Do drugiej grupy zaliczamy złącza spawane ręcznie z jednej strony, a maszynowo ze strony przeciwnej; spoina ręcznie wykonana służy za podkład dla spoiny wykonanej łukiem krytym. (rys. 3 — 6). Wreszcie 3-cią grupę tworzą spoiny wykonane ręcznie z obu stron (rys. 6 — 13)



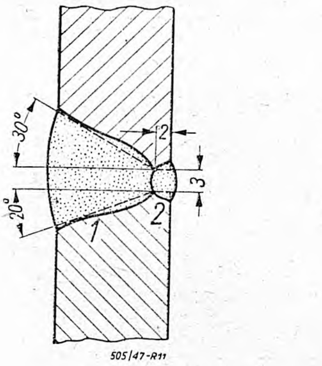
Rys. 9. Rozwiązanie przy blachach o grub. powyżej 20 mm, w wypadku niemożności stosowania spawania maszynowego; spawanie ręczne, spoina na **X** z odstępem i progiem.

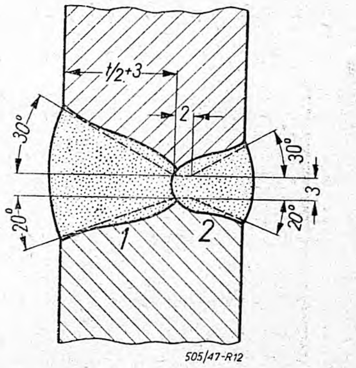


Rys. 10. Spoina analogiczna do spoiny z rys. 4, ale wykonana z obu stron ręcznie.

przy tym są to spoiny na *X* lub na *V* podpawane, t. j. dodatkowo spawane od spodu, po wyżłobieniu palnikiem odpowiedniego korytka w dolnej warstwie, przez co usuwa się metal zanieczyszczony, słabo wtopiony u grani spoiny, a wypełniając rowek wycięty warstwą zdrowego metalu, uzyskuje się znacznie mocniejsze złącze.

Spoin jednostronnych wogóle nie stosuje się, gdy chodzi o spoiny wytrzymałościowe. Ta zasada jest obecnie przestrzegana nietylko w budowie okrętów, ale również w budownictwie stalowym, w konstrukcjach mostów i kotłów wysokoprężnych i t. p.

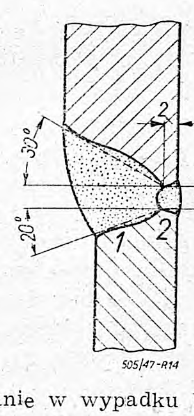




Rys. 11. Łączenie blach w pozycji pionowej (spoina pozioma na **V**, podpawana, z odstępem i progiem). Dla blach 7 — 20 mm. Spawana ręcznie.

Rys. 12. Rozwiązanie w wypadku grubości blachy powyżej 20 mm. Spoina na **X**, z progiem i odstępem. Spawanie ręczne.

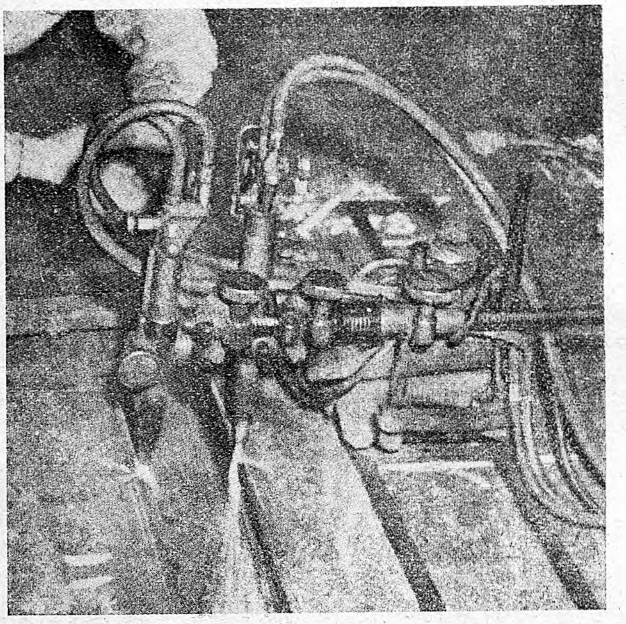
Rys. 7, 8, 10 przedstawiają spoiny poziome na *X* lub *V* podpawane, wykonywane oczywiście ręcznie, już w czasie montaży zespołów prefabrykowanych, zaś rys. 9 spoinę pułapową, na *V*, podpawaną.



Rys. 13. Rozwiązanie w wypadku blach nierównej grubości. Spoiny na **V** podpawane, z odstępem i progiem, dla grub. blach 7 — 20 mm. Spawanie ręczne.

Ukosowanie spoiny odbywa się za pomocą maszynowego cięcia tlenem. bez dodatkowej obróbki. Ponieważ bardzo duża ilość złącz wogóle nie jest ukosowana (rys. 1, 2), a te które są ukosowane mają na części przekroju t. zw. „progi", t. j. brzegi proste, ściśle do siebie przylegające, zagadnienie dokładnego pasowania blach odgrywa dużą rolę. Również przy rowkach otwartych u grani, w spoinach ręcznych odstęp między progami musi mieć wymiar dokładny na całej długości w przeciwnym razie trudno uzyskać dobre wykonanie. Ponieważ wymiar odstępu jest niewielki (od 1,5 do 3 mm) ukosowanie krawędzi — jak na cięcie gazowe — musi posiadać wysoki stopień dokładności. Ciekawy jest sposób, jaki zastosowała stocznia, aby

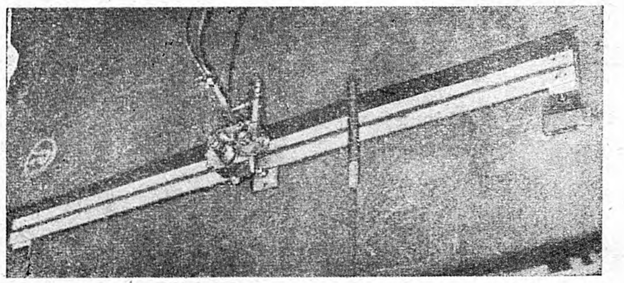
tę dokładność uzyskać automatycznie, bez specjalnych zabiegów. Sposób ten przedstawiony jest na rys. 14. Blachy, które mają pasować do siebie są przecinane jednocześnie za pomocą 2-ch palników osadzonych na tym samym ramieniu wózka, który przesuwa się po szynach wzdłuż linii wyznaczonej do cięcia. Tym sposobem wszystkie niedokładności jednej linji przecięcia odwzorowują się automatycznie na drugiej linii, linie te mogą nie być idealnie proste, ale po zetknięciu pasują do siebie dokładnie.



Rys. 14. Przecinanie blach, które następnie po złożeniu mają dokładnie pasować do siebie (2 palniki posuwają się równolegle).

Jeżeli oba brzegi blach, które tworzą dane złącze nie mogą być przecięte jednocześnie, wtedy stocznia stosuje inny pomysłowy sposób, w celu otrzymania brzegów dokładnie równoległych, a mianowicie brzeg już przeciętej blachy używa się jako prowadnicę dla wózka maszyny do cięcia, w ten sposób wszystkie ewentualne nierówności na jednej z linii przecięcia odwzorowują się na drugiej i obie blachy złożone ze sobą następnie doskonale do siebie pasują.

Przecięcie blach prostopadłe do powierzchni poprzedza ukosowanie. W celu mniejszego zużycia gazów do podgrzewania brzegu ciętego, obie te operacje mogą być wykonane przez palniki idące tuż za sobą.



Rys. 15. Maszyna do cięcia na ścianach pionowych i na pułapie.

Przy ukosowaniu na *X*, stosowane są trzy palniki; pierwszy przecina brzegi prostopadłe, a dwa inne wykonują ukos górny i dolny, pozostawiając część środkową brzegu niezukosowaną, w miejscu, gdzie jest przewidziany próg.

Linie, po których należy prowadzić palnik przy ukosowaniu, muszą być dokadnie oznaczone i przy krawędziach przyszłych spoin powinny być wybite punkty kontrolne, według których odbywa się następnie składanie blach do spawania. Spoiny są tak zaprojektowane, aby podpawanie odbywało się zawsze w pozycji płaskiej, na zewnętrznej stronie kadłuba okrętu czy pokładu.

Nie wszystkie typy spoin mogą być wszędzie stosowane; tylko niektóre typy, dające największą gwarancję wytrzymałości i szczelności są stosowane poniżej linii wodnej.

Aby móc jaknajwięcej cięcia wykonywać maszynowo, nawet na montażu w doku, ostatnio wytwórnie amerykańskie opracowały bardzo lekkie maszyny do cięcia, które mogą się przesuwać również po ścianach pionowych i po „pułapie", w położeniu z dołu do góry. Maszyna taka pokazana jest na rys. 15. Oczywiście tego rodzaju robót unika się jako kosztowniejszych od robót wykonywanych w warunkach normalnych.

25-lecie pracy naukowej inż. A. T. Troskolańskiego

W grudniu ub. roku Redaktor Naczelny Instytutu Wydawniczego SIMP *inż.-mech. Adam Tadeusz Troskolański* obchodził 25-lecie swej pracy naukowej.

Dnia 14 grudnia 1922 roku bowiem wygłosił w Politechnice Lwowskiej do licznie zebranego audytorium, pierwszy swój odczyt naukowy na temat „Najnowszych prądów w hydromechanice".

Inż. A. T. Troskolański ma w swym dorobku naukowym kilkadziesiąt pozycyj bibliograficznych, m. innymi tak poważne prace jak podręcznik politechniczny „Hydromechanika", pierwszą w technicznej literaturze światowej monografię „Wodomierze sprzężone", praktyczny „Podręcznik dla sprawdzających wodomierze" i wiele innych. Oprócz książek napisał Jubilat cały szereg artykułów zarówno z dziedziny technicznej jak i językoznawczej, drukowanych w różnych czasopismach technicznych.

Nikt może z techników polskich nie docenia tak, jak inż. A. T. Troskolański znaczenia i roli jaką w kształceniu kadr zawodowych odgrywa czasopismo fachowe i dobra książka naukowa. To też z całą niewyczerpaną energią i zapałem przystąpił On do reaktywowania miesięcznika „Mechanik" oraz powołania do życia Instytutu Wydawniczego SIMP.

Do wielkiej liczby życzeń, nadesłanych inż. A. T. Troskolańskiemu, z okazji Jego Jubileuszu, dołączamy nasze: dalszej owocnej pracy na polu naukowym i technicznym — dla dobra Polski!

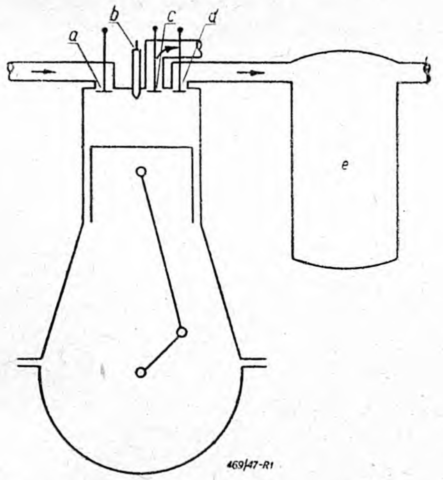
Kolegium Redakcyjne.

PRZEGLĄD CZASOPISM TECHNICZNYCH

Napęd lokomotywy za pomocą sprężonych spalin

Prof. Gerard E. Unger ze Szkoły Inżynierskiej w *Lima* (Peru) w odczycie, wygłoszonym na posiedzeniu Stowarzyszenia Inżynierów Mechaników Amerykańskich w maju br., przedstawił opracowany przez siebie projekt nowego napędu lokomotywy.

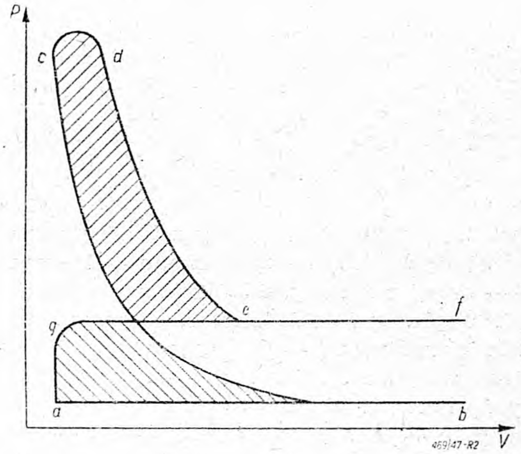
Organem napędowym jest tu cylinder podobny w zasadzie do cylindra parowego, lecz czynnikiem pracującym — zamiast pary — mają być gazy spalinowe. Pod względem sposobu otrzymania tych gazów wynalazca przedstawił 2 alternatywy: a) silnik Diesla, b) turbina gazowa.



Rys. 1. Schemat sprężarki spalinowej.
a — zawór wlotowy, **b** — zawór przepływowy, **c** — zawór wydechowy, **d** — wtryskiwacz paliwa, **e** — zbiornik spalin.

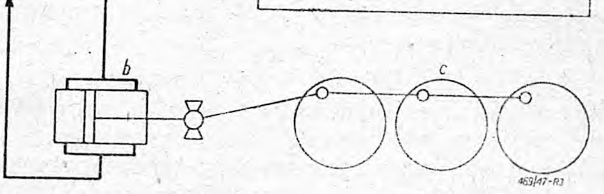
a) Lokomotywa z silnikiem Diesla.

Jak wiadomo, silnik spalinowy nie nadaje się do bezpośredniego napędu lokomotywy, gdyż nie można w nim osiągnąć chwilowego zwiększenia momentu obrotowego, potrzebnego przy ruszaniu z miejsca lub przy pokonywaniu większych wzniesień. Z tego względu w lokomotywach silnikowych stosowana bywa zazwyczaj przekładnia elektryczna (prądnica + silnik); próbowano również przekładni pneumatycznej (sprężarka + silnik powietrzny). Rozwiązanie zaproponowane przez *prof Ungera* i nazwane przez niego *sprężarkę spalinową* (Combustion-compressor) polega na wykorzystaniu nierozprężonych jeszcze spalin silnika Diesla do napędu maszyny tłokowej. Rys. 1 przedstawia schemat zmodyfikowanego silnika wraz ze zbiornikiem spalin. Suw ssania, sprężania, wtrysk i spalanie odbywa się normalnie; natomiast mniej więcej w połowie suwu roboczego otwiera się zawór *b*, łączący cylinder silnika ze zbiornikiem *e*, następuje wyrównanie ciśnień między zbiornikiem i cylindrem, po czym przez cały suw wydechowy spaliny przepływają do zbiornika. Pod koniec tego suwu otwiera się na krótko zawór wydechowy *c*, wypuszczając resztę spalin w atmosferę; ciśnienie w cylindrze spada do atmosferycznego i obieg się powtarza. Rys. 2 przedstawia obieg cieplny silnika, a rys. 3 — ogólny schemat organów napędowych lokomotywy.

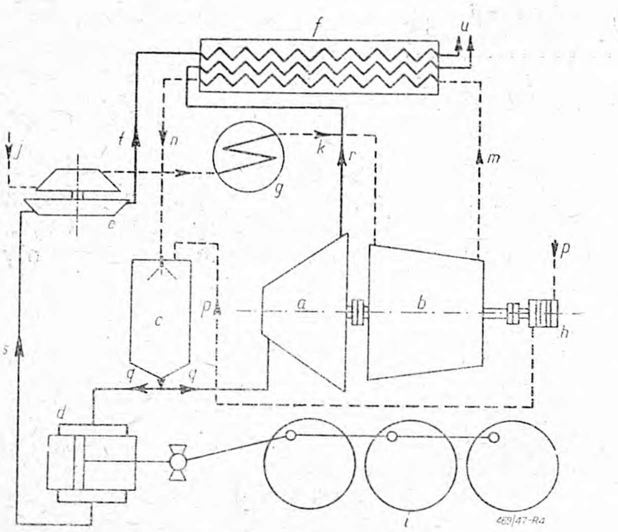


Rys. 2. Wykres obiegu cieplnego sprężarki spalinowej. **ab** — wlot, **bc** — sprężanie, **cd** — spalanie, **de** — rozprężanie, **ef** — przepływ gazów ze zbiornika do cylindra. **fg** — przepływ do zbiornika, **ga** — wydech.

Widzimy tu sześciocylindrowy silnik *a*, z którego przewód *h* prowadzi spaliny do zbiornika *e*, dalej płyną one przewodem *h* do cylindra roboczego *b*, tłok którego połączony jest z kołami lokomotywy w zwykły sposób. Po wykonaniu pracy w cylindrze *b* spaliny napędzają turbosprężarkę *d*, w której powietrze atmosferyczne ulega lekkiemu sprężeniu przed wejściem do cylindrów silnika Diesla, jest to więc silnik z doładowywaniem.



Rys. 3. Schemat lokomotywy ze sprężarką spalinową. **a** — sprężarka spalinowa, **b** — cylinder roboczy, **c** — koła lokomotywy, **d** — turbosprężarka ładująca, **e** — zbiornik spalin, **f** — powietrze atmosfer., **g** — powietrze wstępnie sprężone, **h** — spaliny pod ciśnieniem. **i** — spaliny częściowo rozprężone, **j** — wydech.



Rys. 4. Schemat lokomotywy z turbiną gazową.
a — turbina gazowa, b — sprężarka, c — komora spalania, d — cylinder roboczy, e — turbosprężarka, f — wymiennik ciepła, g — chłodnica, h — pompa paliwowa, i — koła lokomotywy, j — powietrze atmosferyczne, k — powietrze wstępnie sprężone, m — sprężone powietrze, n — podgrzane powietrze, p — paliwo, o — spaliny pod ciśnieniem, r — odpływ spalin z turbiny, s — częściowo rozprężone spaliny, t — odpływ spalin z turbosprężarki, u — odpływ spalin z wymiennika.

Autor udowadnia następnie, że sprawność tego urządzenia nie ustępuje sprawności osiąganej przy zastosowaniu przekładni elektrycznej, natomiast ciężar lokomotywy oraz koszt budowy będzie mniejszy; w porównaniu z lokomotywą parową wygrywa się ponad 10 ton (przy mocy 1000 KM).

b) Lokomotywa z turbiną gazową.
Schemat urządzenia przedstawiony jest na rys. 4. Spaliny z komory spalinowej *c*, pracującej przy stałym ciśnieniu, płyną do cylindra roboczego *d*, spaliny wykonują pracę, która służy do napędu kół lokomotywy *i*; rozprężone spaliny przepływają do turbosprężarki *e*, po czym w wymienniku ciepła *f* oddają resztę swego ciepła powietrzu sprężonemu. Druga część spalin z komory *c* służy do napędu turbiny gazowej *a*, sprężonej ze sprężarką obrotową *b*; po wykonaniu pracy w turbinie gazy przechodzą również przez wymiennik ciepła *f*. Powietrze atmosferyczne wessane przez turbosprężarkę *e*, po wstępnym sprężeniu i przejściu przez chłodnicę *g* przepływa do sprężarki *b*, gdzie ulega dalszemu sprężeniu, po czym podgrzewa się w wymienniku *f* i płynie do komory *c*, gdzie służy ono do spalania paliwa wtryskiwanego przez pompę *h*.

Aby umożliwić niezawodną pracę turbiny *a* i maszyny tłokowej *d*, temperatura spalin opuszczających komorę *c* musiała być ograniczona do 627 C; sprawność osiągalna przy tej temperaturze wynosi ok. 22%.

W porównaniu z lokomotywą firmy *Brown Boveri*, napędzaną przez turbinę gazową w połączeniu z przekładnią elektryczną, — układ *prof. Ungera* wykazuje mniejszy ciężar i jest znacznie tańszy w budowie, nie różniąc się zasadniczo co do sprawności.

Lokomotywy pędzone paliwami płynnymi mogą konkurować z parowymi jedynie w krajach gdzie ceny paliw płynnych nie są zbyt wysokie w porównaniu z węglem. Jeżeli prowadzone obecnie próby zastosowania węgla do napędu turbin gazowych dadzą wyniki pomyślne — turbina gazowa zyska przewagę nad maszyną parową.

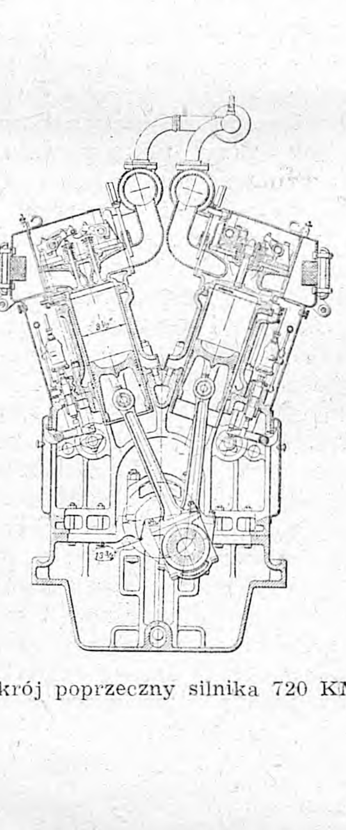
J. K.

Wg artykułu pt. Combustion-Compresor Locomotive w czasopiśmie Mechanical Engineering Nr. 7/47.

Nowe Angielskie silniki spalinowe

Na dorocznej wystawie (Engineering and Marine Exhibition at Olympia) we wrześniu 1947, obejmującej wszystkie prawie gałęzie produkcji brytyjskiego przemysłu maszynowego i okrętowego, wystawiono m. in. większą ilość silników spalinowych różnych wielkości i o różnorodnym przeznaczeniu (zespoły elektryczne, napęd statków i lokomotyw i in.). Niektóre z tych silników zasługują na wzmiankę, gdyż ilustrują pewne kierunki rozwojowe.

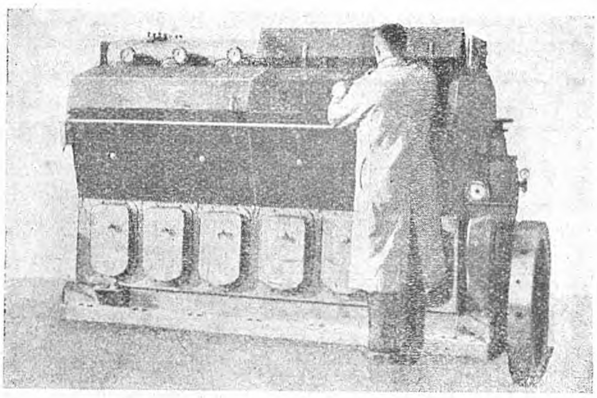
1. Firma *English Electric Company, Ltd* buduje silniki Diesla dwóch typów: a) o mocy 55 KM w 1 cyl. przy 600 obr/min. bez doładowywania i 82 KM w 1 cyl. przy zastosowaniu turbosprężarki b) o mocy 67 KM w 1 cyl. przy 750 obr/min., a 100 KM z doładowywaniem (średnie ciśnienie użyteczne sięga 8 kG/cm²). Obie te wielkości budowane są o liczbie cylindrów od 3 do 8, służąc głównie do napędu prądnic (zespoły pomocnicze dla statków lub napęd lokomotyw stacyjnych). Firma podaje, że zużycie tulei cylindrowych po 1000 godzin pra-



Rys. 1. Przekrój poprzeczny silnika 720 KM f. Mirrlees.

cy lokomotywy rozrządowej wyniosło zaledwie 0,006 mm, a wymiana pierścieni tłokowych staje się potrzebną dopiero po 20.000 godz. pracy.

Wobec stosunku dużej liczby obrotów liczby te należy uznać za b. korzystne.

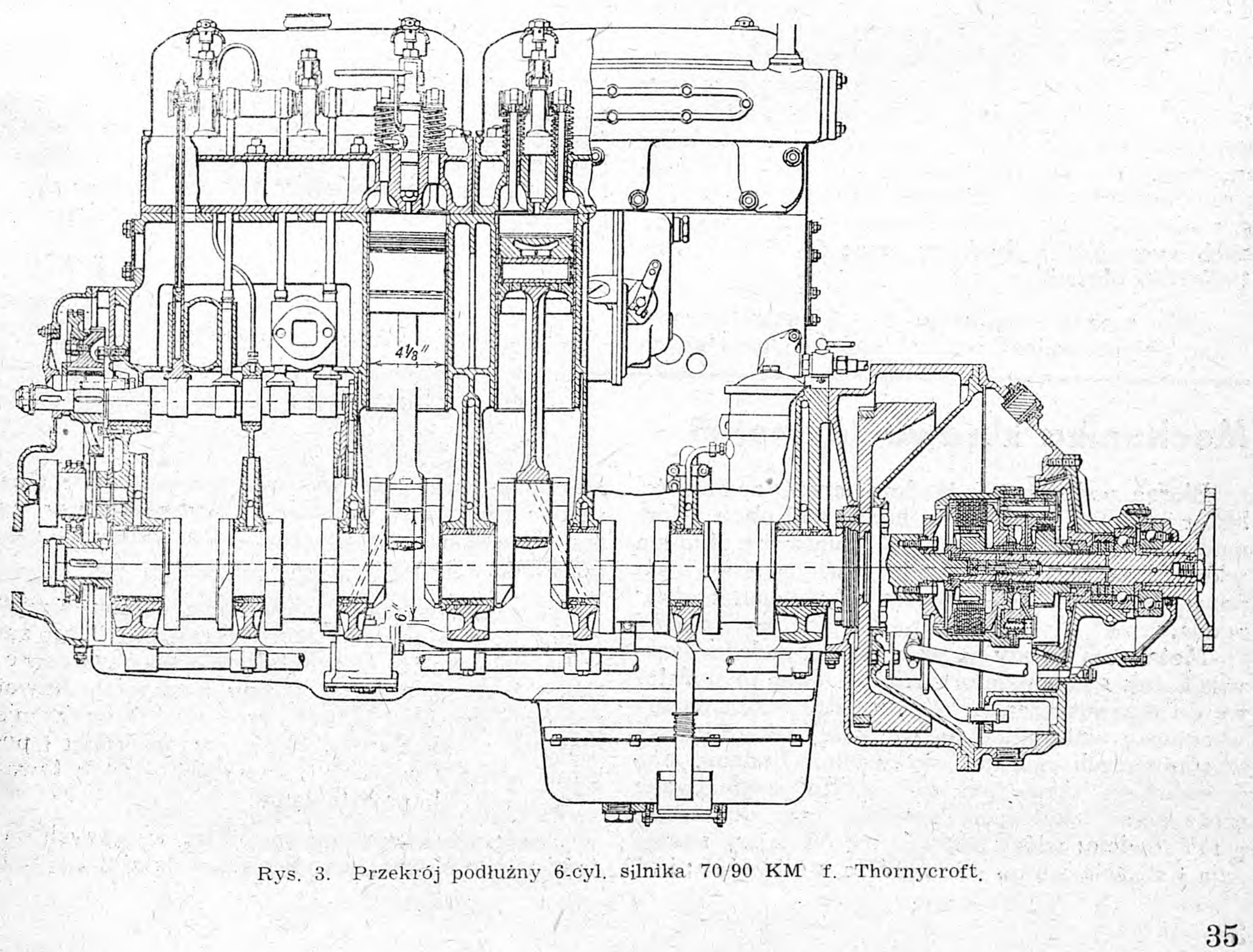


Rys. 2. Widok silnika 720 KM f. Mirrlees.

2. Firma *Ruston and Hornsby, Ltd, Lincoln*, wystawiła silnik Diesla okrętowy o mocy 1610 KM w 6 cylindrach przy 435 obr/min również z turbosprężarką; średnica cylindrów 432 mm, skok tłoka — 457 mm (a więc silnik wyraźnie „krótko skokowy"). Tłoki chłodzone olejem, a cylindry — wodą destylowaną, którą oziębia woda morska. Średnie ciśnienie użyteczne 8,4 kG/cm², zużycie paliwa 167 g/KMeh. Silniki tego typu budowane są o liczbie cylindrów 5 do 9, zarówno jako bezpośrednio nawrotne, jak i z przekładnią nawrotną hydrauliczną lub elektryczną.

3. Firma *Associated British Oil Engines, Ltd* wystawiła 12 cylindrowy silnik Diesla o mocy 720 KM przy 750 obr/min (wykonany przez fabr. *Mirrlees Oil Engine*); przy zastosowaniu turbosprężarki moc silnika wynosi 1050 KM. Średnica cylindrów — 215 mm, skok tłoków—350 mm; średnie ciśnienie użyteczne wynosi 5,6 kG/cm², a z doładowywaniem — 8,3 kG/cm²; na uwagę zasługuje fakt, że ciśnienie maksymalne spalania prawie nie podnosi się przy doładowywaniu, pozostaje ono w granicach 54 ÷ 56 kG/cm². Osobliwością tego silnika jest budowa dwuszeregowa (układ V), p. rys. 1 i 2, w silnikach tej wielkości rozwiązanie takie było rzadziej stosowane. Celem zmniejszenia poprzecznego wymiaru silnika dano kąt między szeregami cylindrów = 35°, zamiast 60° odpowiadających prawidłowemu rozstawieniu okresów pracy poszczególnych cylindrów. Tłoki wykonano ze stopu lekkiego (metal *Y*); każdy cylinder posiada po 2 zawory ssące i 2 wydechowe.

4. Znana od dziesiątków lat fabryka kotłów i maszyn okrętowych *John I. Thornycroft and Co., Ltd*, rozpoczęła przed wojną budowę silników spalinowych zarówno nisko — jak i wysokoprężnych. Wystawiła ona obecnie m. in. 6-cylindrowy silnik Diesla, rys. 3 i 4, przeznaczony do napędu małych statków; średnica cylindrów



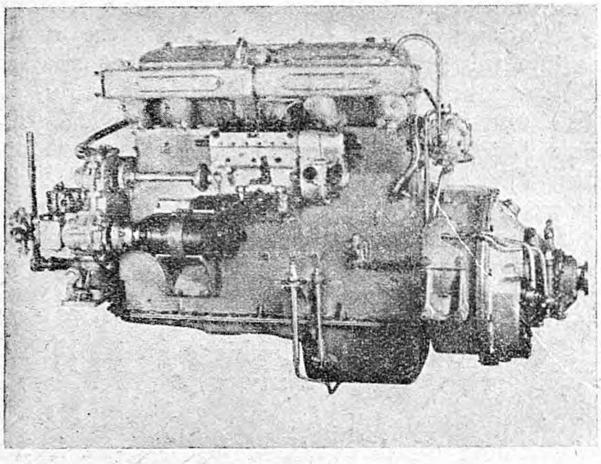
Rys. 3. Przekrój podłużny 6-cyl. silnika 70/90 KM f. Thornycroft.

105 mm, skok tłoków — 152 mm; moc użyteczna 70 KM przy 1300 obr/min i 90 KM przy 1600 obr/min, średnie ciśnienie użyteczne — 6,5 kG/cm². Komora spalania o specjalnym patentowanym kształcie znajduje się w dnie tłoka (podobnie jak w silniku *Saurera*); tłoki ze stopu aluminiowego, kadłub z żeliwa stopowego; chłodzenie bezpośrednio wodą morską z samoczynną regulacją temperatury.

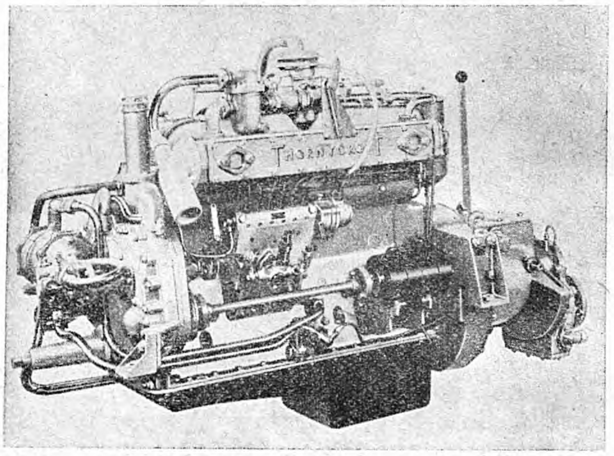
w W. Brytanii w dziedzinie budowy średnich i większych silników Diesla.

a) Liczba obrotów, nawet w większych jednostkach, jest dość duża; prowadzi to często do stosowania przekładni redukcyjnej między wałem silnika a wałem śruby okrętowej analogia do silnika lotniczego z reduktorem), jednak daje oszczędność na ciężarze urządzenia.

b) Zastanawiające jest dominowanie czterosu-



Rys. 4. Widok silnika f. Thornycroft z rys. 3.



Rys. 5. Widok mniejszego silnika f. Thornycroft.

Sprzęgło wielotarczowe posiada hydrauliczne urządzenie do włączania i wyłączania; do otrzymania biegu tylnego służy przekładnia planetarna, która w razie potrzeby może dać przełożenie 2 : 1 lub 3 : 1. Dźwignia służąca do włączania sprzęgła i zmiany kierunku ruchu jest w taki sposób połączona z urządzeniem wtryskowym, że na czas manewru wtrysk zostaje automatycznie wyłączony i silnik zwalnia bieg; dzięki zastosowaniu przekładni hydraulicznej sterowanie silnika na odległość (z pokładu statku) nie nastręcza żadnych trudności. Rys. 5 przedstawia nieco mniejszy 6-cylindrowy silnik *Thornycrofta* o odmiennych szczegółach budowy; moc 50/65 KM przy 1900/2250 obr/min.

Dane przytoczone w p. 1 — 3 pozwalają wysunąć pewne wnioski co do tendencji panujących

wu nad dwusuwem, pomimo niewątpliwych zalet tego ostatniego, o ile chodzi o napęd statków (brak zaworów upraszcza budowę, a zwłaszcza manewrowanie); fakt ten wypływa niewątpliwie ze stosowania wyższych obrotów, które dla dwusuwu są mniej odpowiednie.

c) Upowszechnia się stosowanie doładowywania i to w jego na racjonalniejszym rozwiązaniu — za pomocą turbosprężarki napędzanej przez gazy spalinowe; wykorzystuje się tu energię spalin i podnosi moc silnika o 40—50% przy zachowaniu właściwego stosunku paliwa do powietrza, a zatem bez zwiększenia natężenia cieplnego ścian cylindra i głowicy.

J. K.

Wg tygodników The Engineer Nr. 4779 i 4780/47 i The Shipping World z 30 lipca 1947 r.

Mechanika skrawania metali

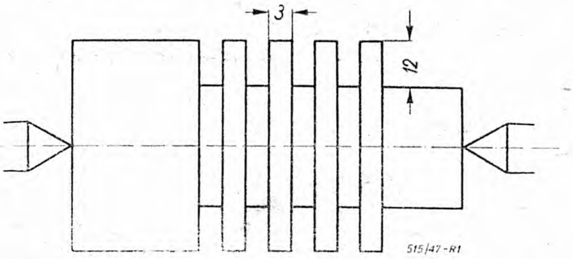
Biorąc pod uwagę, że duża część znajomości historii geologii pochodzi z badań nad obecną formacją skał, można przyjąć, iż gruntowne studium wióra może przyczynić się w równym stopniu do poznania historii jego powstania i mechaniki skrawania.

Metal zamieniony na wiór doznał podczas skrawania tak silnych deformacji, że dało to podstawę do przypuszczenia, iż z kształtu wióra można wysnuwać wnioski co do wielkości i kieruku sił występujących podczas skrawania. Badania nad przebiegiem skrawania są zwykle zagmatwane szczegółami, które są uważane za oczywiste, a mianowicie: wióry odginają się od ostrza narzędzia i ślizgają się po czole ostrza z łatwością; jest rzeczą naturalną, że wskutek tarcia i deformacji są one rozgrzane, wreszcie że wytworzone w ten sposób wysokie temperatury są szkodliwe i niepożądane.

Te powierzchowne obserwacje stanowią myśl przewodnią większości teorii skrawania i jest zastanawiającym to, że praktyka nie wymaga oświetlenia tych zjawisk od strony naukowej. Nawet pobieżny przegląd różnego typu wiórów wykazuje niesłychanie silne zróżniczkowanie ich układu i pozwala wysnuć wniosek o zawiłości zjawisk towarzyszących ich powstawaniu.

Praca omawiana nosi charakter wstępnych badań i wyniki jej nie są żadną miarą ostateczne, jed-

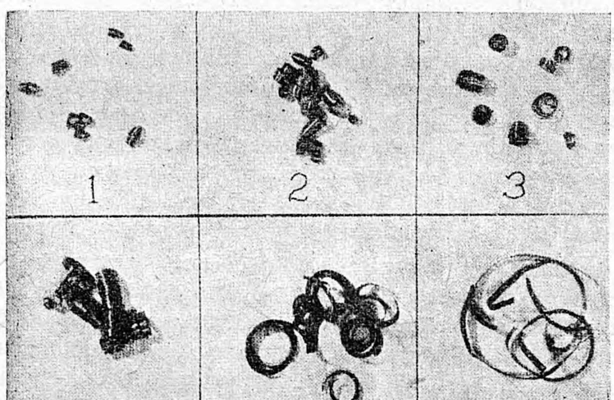
nak są one dostatecznie interesujące, by stanowić zachętę do dalszych badań.



Rys. 1. Pręt próbny.

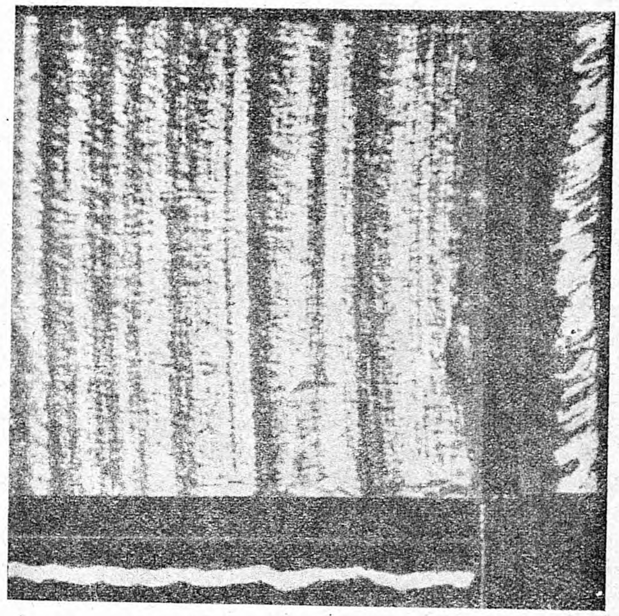
Większość badań nad skrawaniem metali przeprowadzono przy użyciu noża tokarskiego spiczastego. Narzędzie to napozór proste, jest jednak skomplikowane w swym działaniu, a to dzięki temu, że w skrawaniu biorą udział dwie krawędzie tnące, połączone zaokrągleniem lub punktem ich przecięcia. Spływ wióra jest skomplikowany z powodu wzajemnego oddziaływania i wpływu kątów o różnych wielkościach. W tych warunkach własności utworzonych wiórów można badać tylko z trudnością.

Znacznie prostszy przebieg skrawania występuje przy zastosowaniu noża o pojedyńczej prostej krawędzi tnącej w rodzaju zacinaka prostoliniowego. Do niżej opisanych doświadczeń użyto noża ze stali szybkotnącej, o przekroju 10 x 10 mm zamocowanego w oprawce. Krawędź tnąca była starannie ostrzona i dotarta. Kąt przyłożenia α wynosił około 15°, zaś kąt natarcia $\gamma = 14°$. Próby przeprowadzono na pręcie średnicy 100 mm ze stali AISI C — 1019 ciągnionej na zimno i normalizo-



Rys. 2. Wiór Nr. 1 utworzony przy v = 16 m/min, Nr. 2 przy v = 37 m/min, Nr. 3 v = 57 m/min, Nr. 4 przy v = 70 m/min, Nr. 5 przy v = 114 m/min. Nr. 6 przy v = 178 m/min. (około ½ naturalnej wielkości).

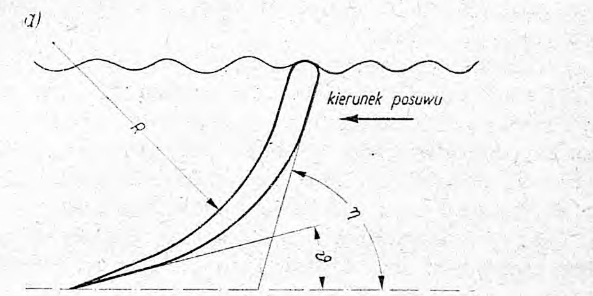
wanej. Przed rozpoczęciem prób wykonano szereg nacięć na pręcie do głębokości około 12 mm (rys. 1), tak by umożliwić skrawanie tylko posuwem poprzecznym w ten sposób powstałych żeberek szerokości około 3 mm. Posuw ten obrano równy 0.035 mm, jako typowy dla skrawania dla tego rodzaju stali. Wióry rozpoczęto zbierać po przejściu noża około 0.125 mm wgłąb materiału, skrawając dalszą warstwę grubości około 0.25 mm. Długość wióra utworzonego ze skrawania tej warstwy wynosiła 2100 mm. Każde żeberko skrawano inną szybkością.



Rys. 3. Wewnętrzna powierzchnia wióra i jego przekrój x 50. Z boku: mikrofotografia przekroju podłużnego wióra x 250.

C h a r a k t e r y s t y k a w i ó r ó w.

Rys. 2 przedstawia rodzaje wiórów powstałych przy skrawaniu szybkościami 16, 37, 57, 70, 114 oraz 178 m/min. Różnica w ich zwinięciu jest widoczna, — od małej ciasnej spirali, charakterystyczne dla małej szybkości skrawania, zmienia-



Rys. 4. Schematyczne przedstawienie kształtu elementu wióra. a = kształt elementu przy niskiej szybkości skrawania, b = kształt elementu przy wysokiej szybkości skrawania.

jąc się stopniowo do słabo zwiniętych, prawie prostych wiórów, utworzonych przy wysokich szybkościach skrawania.

Wbrew przypuszczeniom, mikrofotografie podłużnego przekroju wiórów utworzonych przy skrawaniu sześcioma wyżej wymienionymi szybkościami wykazały, że pomimo wrażenia które sprawia zewnętrzny wygląd wióra istotne różnice grubości wiórów są niewielkie. Przyczyna tego jest widoczna z rys. 3, który przedstawia powiększony obraz wewnętrznej powierzchni wióra, wraz z przekrojem poprzecznym, oraz mikrofotografią przekroju podłużnego wióra, dodaną dla porównania.

Nieregularności kształtu wióra rzucają się w oczy, a grubość jego zmienia się silnie wzdłuż szerokości wióra, przeciętna grubość jest jednak stała. Znana warstwowa budowa wióra jest wyraźnie widoczną, również widoczne są różnice w charakterze tych warstw.

Porównując warstwową budowę wióra dochodzi się do wniosku, że poszczególny element budowy wióra składa się z trzech części (rys. 4 a i b) którymi są dwa odcinki proste, połączone częścią łukową. Części te są widoczne na rys. 4b, przyczym kąt η oznacza pochylenie części górnej, kąt ϑ pochylenie części dolnej, zaś R oznacza = promień części łukowej. Przy stosowaniu wysokiej szybkości skrawania element wióra przybierał kształt jak na rys. 4b. W miarę stosowania coraz mniejszych szybkości skrawania, odcinki proste elementu stawały się coraz krótsze, a promień łuku coraz większy. Przy zupełnie niskich szybkościach skrawania cały element przybiera kształt łuku (rys. 4a).

Budowa wióra stanowi ciągle jeszcze dziedzinę niezbadaną. Na podstawie tej pracy wydaje się, że do badań należy użyć materiału o bardziej drobnoziarnistej strukturze, która pozwoli na wyraźniejsze przedstawienie zarysu wióra. Również dokładniejsze ustawienie wióra we właściwym położeniu powinno pozwolić na dokładniejsze ustalenie położenia mikrofotografii w stosunku do jego długości i szerokości. Zastosowanie powłoki galwanicznej pozwoli na zakonserwowanie struktury geometrycznej powierzchni wióra, wreszcie zastosowanie różnych odczynników do wytrawienia próbek powinno pozwolić na wydobycie odmian charakteru struktury.

S. S.

Mechanical Engineering Volume 65, Nr. 8, rok 1947.

KRONIKA

WALNY ZJAZD DELEGATÓW NOT.

Po zniszczeniach minionej wojny polska gospodarka narodowa znajduje się w stadium odbudowy. Odbudowa ta dzięki opracowaniu Trzyletniego Planu, dzięki uruchomieniu ogromnych funduszów państwowych, oraz dzięki powszechnemu niezwykłemu wysiłkowi całego społeczeństwa znajduje się w stanie szybkiej realizacji, budząc podziw całego świata.

Oto mamy do zanotowania nowy radosny fakt:

W zniszczonej Stolicy, dnia 12 grudnia ub. r., w obecności licznie zebranych **Delegatów I Walnego Zjazdu NOT**, oraz zaproszonych gości, Minister Odbudowy **inż. M. Kaczorowski**, dokonał otwarcia i przekazał Prezesowi **NOT inż. B. Rumińskiemu** odbudowany **Dom Technika**.

Po tej uroczystości rozpoczęły się Obrady Zjazdu, które zagaił dyr. **inż. J. Brach**, proponując na przewodniczącego obrad **inż. K. Straszewskiego**, viceprezesa **SEP** oraz do Prezydium inż. inż.: **L. Uzarowicza, T. Kubiczka, A. Kleibera** i **J. Skrzekota**. Kandydatury te przyjęto przez aklamację.

Po ukonstytuowaniu Prezydium zabiera głos viceminister Z. Balicki, który w imieniu Rządu wita Zjazd, podkreślając ogromną ważność zadań jakie ma do spełnienia **Naczelna Organizacja Techniczna**, jako reprezentantka polskiego świata technicznego, jako współtwórczyni i współrealizatorka Planu Odbudowy.

Z kolei w imieniu Nauki Polskiej wygłasza przemówienie rektor Politechniki Warszawskiej **Prof. E. Warchałowski**, mówiąc o upowszechnieniu nauki i jej służbie dla Narodu o rozwoju szkolnictwa zawodowego technicznego, o nowych możliwościach zdobywania najwyższych stopni naukowych przez kształcenie się rzemieślników i o zadaniu **NOT** patronowania tym wysiłkom oraz krzewieniu zamiłowania do nauki.

Przedstawiciel techników czeskich **inż. J. Brazdil** wyraził gorące życzenie, aby wzajemna współpraca między czeskimi a polskimi organizacjami technicznymi zacieśniała się coraz bardziej.

Po tych przemówieniach, Prezes **NOT** viceminister **inż. B. Rumiński** wygłosił referat programowy p. t. **„NOT w obliczu nowych zadań"**. Oto wyjątki tego ciekawego przemówienia: „**NOT** stanowi nowe stowarzyszenie i nową jednolitą organizację, skupiającą prawie wszystkich inżynierów i techników. Organizacja ta w swej koncepcji i zasadach wyprzedza znacznie podobne organizacje innych krajów. Ma charakter demokratyczny, przystosowany do nowych warunków społecznych w Polsce.

„Naczelnej Organizacji Technicznej przypadło w udziale to szczęście że potrafiła skonsolidować siły demokratyczne polskiego świata technicznego, zdolne do uruchomienia stowarzyszeń technicznych na nowych podstawach. Polska inteligencja techniczna, biorąc bezpośredni udział w procesach wytwarzania, współpracując ramię przy ramieniu z rzemieślnikiem, oceniła pozytywnie walkę, cele i rolę jaką do spełnienia ma klasa robotnicza. W oparciu o te przesłanki wytworzyło się braterstwo organizacyjne, wyrazem którego jest **NOT**.

„Budujemy nowe życie na ruinach. Dlatego też mniej niż inni krępujemy się w doborze nowych form gospodarki, swobodniej niż inni dostosowujemy je do istniejących potrzeb. Budujemy nowy model gospodarczy, który umożliwia wciągnięcie do procesu produkcyjnego wszystkich zdolnych do pracy, dając wzamian wszystkim nowy, lepszy byt. Inteligencja techniczna rozumie ten nowy ład i oddaje całkowicie swe siły dla odbudowy kraju. Inżynierowie pierwsi przygotowali i realizowali odcinkowe plany techniczne, dziś opracowują plany na długą metę. Inżynier staje się obok robotnika głównym motorem od-

budowy, staje się twórcą nowoczesnego rozwoju gospodarczego Polski. Dlatego też stowarzyszenia techniczne muszą wyjść z ciasnego kręgu swych zainteresowań technicznych na szerokie pole państwowych zagadnień techniczno-ekonomicznych. Zagadnienia techniczne winny obchodzić inżynierów nie tylko od strony teoretycznej, ale również od strony zmian w technice wytwarzania, nowych metod pracy i nowego ustroju gospodarczego.

„Nowy układ stosunków polityczno-społecznych stwarzają dogodne możliwości opracowania ogólno-państwowego planu technicznego. To ciężkie zadanie spoczywa na polskich inżynierach. Oni rozumieją, że tylko w atmosferze współpracy i wzajemnego zaufania robotnika, mistrza, technika i inżyniera powstać może wielkie dzieło.

„**NOT** jest organizatorem tego współdziałania przedstawicieli wszystkich stopni zawodowych. Popiera nową ustawę o tytule inżyniera, która umożliwia zdobycie tytułu inżyniera tym wszystkim technikom, którzy zdolnościami, doświadczeniem i kwalifikacjami doszli do tego awansu.

„**NOT** oraz wszystkie stowarzyszenia techniczne muszą mocno i szczerze stawiać sprawę szerokiej współpracy między inteligencją techniczną a warstwą robotniczą.

„**NOT** i stowarzyszenia techniczne nie są organizacjami zawodowymi, lecz organizacjami naukowo-planistycznymi".

Po przemówieniu Prezesa inż. **B. Rumińskiego** referat organizacyjny wygłosił sekretarz generalny **inż. Fr. Cieciora**. Oto streszczenie jego przemówienia: „Dnia 12 grudnia 1945 odbyło się pierwsze zebranie przedstawicieli prawie wszystkich branż technicznych na którym postanowiono powołać do życia **NOT**, celem odbudowania ruchu stowarzyszeniowego, oraz koordynacji prac tychże stwarzyszeń na gruncie Nowej Polski. Miniony okres dwuletni poświęcono właśnie tym sprawom, uzyskując wyniki zadawalające. Linia organizacyjna i programowa **NOT** zdobyła sobie licznych zwolenników. Opracowano statut **NOT** oraz statuty ramowe dla stowarzyszeń branżowych. Stowarzyszenie Elektryków Polskich, Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich, Stowarzyszenie Wodociągowe i inne pierwsze stanęły na gruncie organizacji **NOT.** Zorganizowany przez **NOT** Kongres Techników Polskich w Katowicach w grudniu 1946 r. był widocznym tego znakiem, że **NOT** reprezentuje prawie cały polski świat techniczny. 15 stowarzyszeń zrzeszonych w NOT liczy 1500 członków. Wszystkie stowarzyszenia walczą z trudnościami lokalowymi i finansowymi.

„Spośród ważniejszych dokonanych prac **NOT** wymienić należy: odbudowę Domu Technika przy ul. Czackiego 3/5 kosztem 26 milionów zł., zwołanie Kongresu Technika, prace statutowe i organizacyjne oraz kultywowanie współpracy z zagranicznymi organizacjami technicznymi".

Po referatach wywiązała się ożywiona dyskusja, w której delegaci dali wyraz swemu pozytywnemu ustosunkowaniu się do programu i działalności **NOT,** po czym przeprowadzono dyskusję nad sprawozdaniem finansowym udzielając absolutorium Zarządowi.

Poza tym na Zjeździe uchwalono rezolucję zawierającą następujące myśli: „Budowa aparatu administracyjnego Państwa i zakładów wytwórczych, podnoszenie Kraju z ruin i zgliszcz w niebywale szybkim tempie jest wykonywane upartą, ofiarną pracą inżynierów i techników wespół z klasą robotniczą i wszystkimi twórczymi siłami Kraju. Coraz większa rola postępu technicznego w życiu politycznym i gospodarczym świata, widoczne już zarysy rewolucji technicznej, nakładają na polskich inżynierów i techników odpowiedzialność za podnoszenie techniki i wydajności pracy, za wzmożenie sił wytwórczych, a przez to pomnożenie bogactwa, siły i kultury naszej Ojczyzny".

Końcowym punktem obrad był wybór nowych władz **NOT**. Prezesem został obrany przez aklamację ponownie **inż. B. Rumiński**, a do prezydium weszli inżynierowie: **J. Brach (SIMP), A. Gajkowicz (SITK), W. Paszkowski (SITB), B. Witwiński (SEP), Fr. Cieciora (NOT), J. Ambroziak (Przem. Włók.), T. Malkiewicz (Hutn.), B. Roga (Chem.), rektor W. Goetel i St. Stelmach (Węgl.).**

Komunikat Brytyjskiego Komitetu Organizacyjnego VII Kongresu Międzynarodowego Mechaniki Stosowanej.

W dniach od 15 do 11 września b. r. odbędzie się w Imperial College of Science and Technology, w Londynie, VII Kongres Międzynarodowy Mechaniki Stosowanej.

Materiał naukowy Kongresu obejmuje referaty z prac osób uczestniczących z dziedzin następujących: 1) Sprężystość i Plastyczność, 2) Aerodynamika, Hydrodynamika i Meteorologia, 3) Termodynamika, Przenoszenie ciepła itp., 4) Drgania, Smarowanie i Metody doświadczalne.

Przewiduje się także nie więcej jak 10 wykładów ujmujących ogólnie stan obecny wiedzy w dziedzinach powyższych.

Po Kongresie będą uczestnicy mieli sposobność zwiedzenia instytutów techniczno-naukowych jak: „The National Physical Laboratory", „The Royal Aircraft Establishment" i „The General Electric Research Laboratories".

Osoby pragnące uczestniczyć w Kongresie otrzymają formularze zgłoszenia z informacjami potrzebnymi od Sekretariatu Organizacyjnego. Pisać należy pod adresem:

„The Organizing Secretary, VII International Congress of Applied Mechanics, Imperial College of Science and Technology, London S. W. 7.

ERRATA DO NUMERU 10—12 „PRZEGLĄDU MECHANICZNEGO" Z 1947 r.

W artykule prof. dra inż. **A. Krupkowskiego** p. t. „Wpływ długości pomiarowej próbki oraz jej postaci na wydłużalność przy rozrywaniu" na str. 326 we wzorze 52, w liczniku pierwszego ułamka

zamiast $\frac{C}{1-C} - 1$ powinno być $\frac{C}{1-C} - a$

W końcu artykułu inż. **St. Ehme** p. t. „Zagadnienia młynarstwa krajowego" w 16 wierszu od dołu, po słowie — „było", opuszczono słowa: „ok. 17 większych młynów, wyposażonych w silosy zbożowe o pojemności".

W artykule **prof. Hubera** do PEM na str. 371 po lewej, wiersz 6 od góry, zamiast $(\gamma^2{}_{xy} \ldots$ ma być $(\tau^2{}_{xy} \ldots$ we wzorze IV na tejże stronicy brak czynnika 6 przed wyrażeniem, które zatem winno mieć postać

$$6(\tau^2{}_{xy} + \tau^2{}_{yz} + \tau^2{}_{zx})$$

Na str. 373 w ostatnim wzorze lewej kolumny umieszczono niepotrzebnie dwa znaki „minus" — — zamiast jednego —.

SPIS TREŚCI DO N-RU 1/48 „PRZEGLĄDU MECHANICZNEGO"

SOMMAIRE

CONTENTS

СОДЕРЖАНИЕ

WYDAWCA: INSTYTUT WYDAWNICZY SIMP — Warszawa
Kolegium redakcyjne: Prof. dr inż. Bohdan STEFANOWSKI, inż.-mech. Stanisław KUNSTETTER, inż.-mech. Adam Tadeusz TROSKOLAŃSKI.
Redaktor działu odlewniczego: Prof. inż.-mech. Kazimierz GIERDZIEJEWSKI.
Redaktor techniczny: inż. Adam MINCHEJMER.
Redaktor naczelny: Prof. inż. Edmund OSKA.
Adres Redakcji i Administracji: Warszawa, ul. Mickiewicza 18.
Redaktor przyjmuje czwartek 9—11 i sobota 14—16.
Administracja czynna poniedziałki, środy i piątki od 9 do 15.
Przedpłata kwartalna 400 zł. PKO Nr konta I 4665. tel. 8-29-85. Cena pojedyńczego zeszytu 150 zł.

Nr 2135 — Robotnicza Spółdzielnia Graficzna. W-wa, Targowa 80. — B-49064